

VŠB-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

# **Návrh elektrického důlního zvedacího zařízení**

## **Design of Electrical Mine Lifting Equipment**

Student: Bc. Ludvík Rendek

Osobní číslo: REN0014

Vedoucí diplomové práce: Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2020

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Ludvík Rendek**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení  
Téma: **Návrh elektrického důlního zvedacího zařízení**  
**Design of Electrical Mine Lifting Equipment**

Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte důlní závěsné zvedací zařízení s elektromotorem pro zatížení 4 t. Rychlost zdvihu 2,5 – 3 m/min a maximální šířka od osy trati je 400 mm. Zpracujte rešerši v oblasti důlní závěsné dopravy. Navrhněte varianty řešení a pro vybraný návrh zpracujte 3D model a odpovídající výkresovou dokumentaci. Rozsah bude upřesněn vedoucím práce. Návrh zkontrolujte vhodnými výpočty a analýzami.

### Seznam doporučené odborné literatury:

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3  
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a. s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3  
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1  
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.  
vedoucí katedry

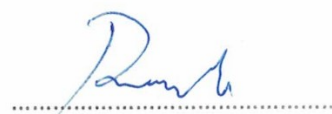


prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

Ve Frýdku-Místku dne 18.05.2020.

A handwritten signature in blue ink, appearing to be 'Rendeck', is written over a horizontal dotted line.

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),

- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),

- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,

- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,

- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),

- beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Ve Frýdku-Místku dne 18.05.2020.



Podpis studenta

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

RENDEK, L. *Návrh elektrického důlního zvedacího zařízení: diplomová práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2020, 64 s. Vedoucí práce Kubín, T.

Diplomová práce se zabývá návrhem důlního závěsného zvedacího zařízení s elektromotory v nevýbušném provedení. V první kapitole popisují trakční prostředky, se kterými bývá většinou důlní zvedací zařízení spojeno. Popisují důlní závěsné lokomotivy a následně rozebírám druhy zvedacích zařízení. Po popsání variant řešení, rozebírám detailně konstrukci výsledné zvolené varianty. Ve výpočtové kapitole uvádím veškeré prováděné výpočty důležitých konstrukčních uzlů. V poslední kapitole kontroluji rám a pomocný rám stroje pomocí MKP analýzy.

## ANNOTATION OF THE DIPLOMA THESIS

RENDEK, L. *Design of Electrical Mine Lifting Equipment: Diploma thesis*. Ostrava: VŠB-Technical university of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Department of production machines and design, 2020, 64 p. Thesis head: Kubín, T.

Master thesis is dealing with the construction of mine suspension lifting equipment. The design of the machine is with flameproof mine motors. In the first part I describe the traction machines which are used for pulling the lifting equipment. I describe the mine suspension locomotives and later I describe the types of lifting equipment. After describing the variants of the design I describe the chosen type of the machine. In the calculations chapter I state all the calculations of important parts of the design. In the last chapter I control the frame and additional frame in FEM analysis.

## Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	7
Úvod .....	10
1 Závěsné transportní systémy .....	11
1.1. Důlní závěsné lokomotivy .....	12
1.2. Zvedací zařízení .....	15
1.3. Platné vyhlášky a normy .....	18
2 Vstupní požadavky .....	19
3 Varianty řešení .....	20
3.1. Varianta A.....	20
3.2. Varianta B.....	21
3.3. Varianta C.....	22
4 Výsledný konstrukční návrh .....	24
5 Popis rámu .....	27
5.1. Spojení pohonu .....	28
5.2. Konstrukce řetězového kola.....	29
5.3. Kladnice a ukotvení .....	30
5.4. Pomocný rám .....	32
5.5. Další části zvedacího zařízení .....	33
5.6. Elektro zapojení zvedacího zařízení .....	33
6 Průjezd závěsnou dráhou.....	35
7 Výpočty.....	36
8 MKP analýzy .....	53
9 Závěr.....	60
10 Seznam použité literatury .....	61
11 Seznam příloh.....	64

## Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Jednotka	popis
$a_1$	[mm]	vzdálenost zatěžující síly od středu ložiska
$a_2$	[mm]	délka čepu mezi bočnicemi
$a_3$	[mm]	délka čepu zavěšení mezi bočnicemi
$A_y$	[N]	Reakce v ložisku A
$b$	[mm]	Šířka zařízení od osy trati
$b_2$	[mm]	tloušťka bočnice
$b_3$	[mm]	tloušťka bočnice zavěšení
$B_y$	[N]	Reakce v ložisku B
$C$	[N]	Základní dynamická únosnost
$D$	[mm]	velký průměr průřezu řetězového kola
$d$	[mm]	malý průměr průřezu řetězového kola
$d_1$	[mm]	průměr výstupního hřídele převodovky
$d_2$	[mm]	Malý průměr závitu
$d_3$	[mm]	Střední průměr závitu
$d_{ck}$	[mm]	průměr čepu kladnice
$d_{cz}$	[mm]	průměr čepu zavěšení
$d_j$	[mm]	jmenovitý průměr závitu
$d_k$	[mm]	průměr čepu pojezdové kladky
$d_p$	[mm]	průměr díry podložky
$d_s$	[mm]	průměr spojovacího článku
$D_{ts}$	[mm]	třecí průměr
$F$	[N]	Tažná síla lokomotivy
$f_0$	[–]	součinitel tření
$F_0$	[N]	normálová síla
$F_{0min}$	[N]	minimální síla
$F_g$	[N]	tíhová síla
$F_{g1}$	[N]	Síla v závěsu
$F_{g1x}$	[N]	Složka $F_{g1}$ zachycená závěsem
$F_{g1y}$	[N]	Složka $F_{g1}$ přenášená čepem
$F_{g2}$	[N]	poloviční tíhová síla
$F_{gk}$	[N]	celková síla včetně zatížení od tíhy zařízení
$F_{mb}$	[N]	tíhová síla břemene
$F_p$	[N]	síla na pero
$F_r$	[N]	síla v řetězu
$F_{rx}$	[N]	síla v řetězu rozložená do směru kolmého k plechu
$f_z$	[–]	součinitel tření v závitech
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení
$h$	[m]	Pracovní zdvih

$h'$	[m]	délka řetězu + 0,5 m
$i$	[–]	převodový poměr převodovky
$i_p$	[–]	převodový poměr návrhový
$i_{\xi}$	[–]	počet šroubů
$J_c$	[kgm <sup>2</sup> ]	Celkový moment setrvačnosti na řetězovém kole
$J_{k1}$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti řetězového kola
$J_{k2}$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti kladky
$J_m$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti motoru
$J_p$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti převodovky
$J_{red}$	[kgm <sup>2</sup> ]	Redukovaný moment setrvačnosti obou motorů
$J_{redp}$	[kgm <sup>2</sup> ]	Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot na řetězové kolo
$J_{sp}$	[kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti spojky
$k$	[–]	bezpečnost
$k'$	[–]	součinitel proti prokluzu
$k_s$	[–]	bezpečnost spojovacího článku
$l_1$	[mm]	účinná délka pera
$l_{\check{c}}$	[mm]	délka čepu ve válečku
$L_{10h}$	[h]	trvanlivost ložiska v hodinách
$L_{10}$	[mil ot]	trvanlivost ložiska
$m_b$	[kg]	Hmotnost břemene
$m_c$	[kg]	celková hmotnost břemene
$m_c$	[kg]	hmotnost kladnice
$m_{k2}$	[kg]	Hmotnost kladky
$m_{\check{r}}$	[kg]	hmotnost 1 metru řetězu
$m_z$	[kg]	hmotnost zvedacího zařízení
$M_{cr}$	[Nm]	Celkový moment zátěže při rozběhu
$M_d$	[Nm]	dynamický moment na řetězovém kole
$M_k$	[Nm]	krouticí moment
$M_m$	[Nm]	moment motoru
$M_n$	[Nm]	Potřebný moment na zvedání
$M_o$	[Nm]	ohybový moment
$M_p$	[Nm]	moment prokluzu
$M_{rm}$	[Nm]	rozběhový moment motoru přepočtený na řetěz kolo
$M_{umin}$	[Nm]	Minimální utahovací moment
$M_v$	[Nm]	moment výsledný
$n_h$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky hnaného řetězového kola
$n_m$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky motoru
$o$	[mm]	obvod roztečné kružnice řetězového kola
$P$	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení
$p$	[N]	exponent rovnice trvanlivosti



$P_1$	[W]	výkon bez ztrát
$P_c$	[W]	výkon se ztrátami
$p_d$	[mpa]	dovolený tlak na pero
$p_{dov}$	[MPa]	dovolené napětí v otláčení
$p_o$	[MPa]	napětí v otláčení
$p_p$	[MPa]	tlak na pero
$p_t$	[MPa]	otlačení bočnice
$R_1$	[mm]	poloměr roztečné kružnice řetězového kola
$R_h$	[m]	Horizontální poloměr oblouku závěsné dráhy
$R_v$	[m]	Vertikální poloměr oblouku závěsné dráhy
$s$	[mm]	Rozměr pro klíč
$t$	[°C]	provozní teplota
$t_1$	[mm]	hloubka drážky v náboji
$t_r$	[s]	doba rozběhu
$v$	[m.min <sup>-1</sup> ]	Rychlost zdvihu
$v_s$	[m.min <sup>-1</sup> ]	výsledná rychlost zdvihu
$W_k$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v krutu
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul v ohybu
$x$	[mm]	Rameno síly
$\alpha'$	[—]	tvarový součinitel
$\alpha$	[°]	Maximální úklon závěsné dráhy
$\beta$	[°]	úhel sklonu I profilu
$\gamma$	[°]	úhel sklonu řetězu
$\varepsilon$	[rad.s <sup>-2</sup> ]	úhlové zrychlení
$\eta$	[—]	odhadovaná účinnost
$\eta_p$	[—]	účinnost převodovky
$\sigma_1$	[MPa]	ohybové napětí čepu kladnice
$\sigma_2$	[MPa]	ohybové napětí čepu zavěšení
$\sigma_o$	[MPa]	ohybové napětí
$\sigma_{red1}$	[MPa]	redukované napětí
$\sigma_s$	[MPa]	napětí v tahu spojovacího článku
$\tau_1$	[MPa]	smykové napětí čepu kladnice
$\tau_2$	[MPa]	smykové napětí čepu zavěšení
$\tau_k$	[MPa]	napětí v krutu
$\varphi'$	[°]	třecí úhel
$\psi$	[°]	úhel stoupání závitu
$\omega$	[rad.min <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost

## Úvod

Výroba důlních strojů má v regionu Frýdecko-Místecka kořeny. Jednou z firem navazujících na tradici výroby důlních strojů je i firma Ferrit s.r.o. Tato firma má portfolio závěsných transportních systémů, pozemní kolejové dopravy, strojů a zařízení na pásovém a kolovém podvozku. Jedná se o soukromou českou firmu s celosvětovou působností.

Hlavní kategorií výrobků firmy jsou důlní závěsné lokomotivy. Mezi jejich příslušenství patří mimo jiné i zvedací zařízení. Ty jsou spojeny se závěsnou lokomotivou pomocí spojovacích táhel. Celá souprava břemeno přepraví na jiné místo v důlním díle, kde se břemeno spustí. Kombinací rozličných typů konstrukcí a technických řešení spojování částí zařízení se vyrábí transportní zařízení s nosností od 3,2 do 40 tun. Dají se jimi převážet speciální kontejnery, důlní výztuže, výbušniny, pohonné hmoty, a také pokud to umožňují předpisy soupravy kabin pro přepravu osob.

V důlní praxi se tyto zvedací zařízení vyskytují s pohonem většinou hydraulickým, mechanickým a pneumatickým. Cílem této diplomové práce je navrhnout zvedací zařízení pro nosnost 2x4 tuny s elektrickým pohonem. Toho musí být dosaženo za použití asynchronních nevýbušných elektromotorů v provedení zařízení skupiny I, kategorie M2.

## 1 Závěsné transportní systémy

Závěsná zvedací zařízení jsou úzce spojena s trakčními prostředky. Lokomotivy patří mezi trakční prostředky, které jezdí po jednokolejnicové závěsné dráze (dále jen závěsná dráha). Dalšími trakčními prostředky jsou důlní manipulační kočky a důlní manipulátory. Na následujících stranách se pokusím popsat závěsnou dráhu a trakční prostředky umístěné v důlním díle a na povrchu. Dále se zaměřím na popis důlní závěsné lokomotivy a jejích vyměnitelných přídatných zařízení. Popíšu také zvedací zařízení, která se používají v důlních dílech a na povrchu. Na závěr kapitoly se krátce zmíním o některých důležitých normách, které musí zařízení splňovat.

V důlních dílech se rozšířila závěsná dráha s typem nosného profilu I155. Z částí tohoto profilu se vytváří sekce a ty jsou spojovány a tvoří tak závěsnou dráhu. Závěsná dráha je kotvena pomocí různých prvků k důlní výztuži. Existuje více druhů závěsných drah podle modifikace spojovacích článků, nicméně základ, kterým je profil I155 zůstává. Typy závěsných drah jsou například ZD24 A, ZD 24 C, ZD 24 D, ZD 34 D. Tyto typy drah se odlišují v maximální síle trakčního prostředku. Parametry oblouků zůstávají stejné. Horizontální oblouk má poloměr 4 m a vertikální má poloměr 8 m.

Důlní manipulační kočka je trakční zařízení s pneumatickým nebo hydraulickým pohonem. Tedy pro pohon manipulační kočky je nutný přívod stlačeného vzduchu nebo oleje. Je určena pro manipulaci s břemeny zavěšenými na nosných vozících. Týká se to manipulace po závěsných drahách odvozených od typu ZD 24 na krátkou vzdálenost. Zařízení funguje tak, že hnací kladky jsou přitlačovány na obě strany stojiny I profilu. Hnací kladky jsou poháněny pneumatickými nebo hydraulickými motory s převodovkami. Ovládání zařízení je ručním pákovým ovladačem zavěšeným na přívodních hadicích. Vyrábí se ve více variantách. Ve vylepšených verzích bývají manipulační kočky již vybaveny brzdou. Nejsilnější verze má tažnou sílu až 18 kN. Příklad manipulační kočky je na Obr. 1.



Obr. 1 Důlní manipulační kočka MK16 [28]

Manipulátor je vybaven nezávislým hydraulickým agregátem. Může být používán jako trakční prostředek pro přepravu soupravy na jednokolejné dráze. Může také sloužit jako napájení zařízení malé mechanizace. Těmi mohou být svorníkové vrtačky, kalová čerpadla, ruční sbíjecí kladiva a další dle specifikace výrobce. Dále je možné na manipulátor připojit hydraulické zvedací zařízení, kabiny pro pracovníky a kontejnery. Manipulátor může být ovládán manuálně nebo dálkovým ovládáním. Pohonem hydraulického agregátu může být spalovací nebo asynchronní elektromotor v nevýbušném provedení. V případě elektrohydraulického manipulátoru je napájení z kabelu z elektrických rozvodů v důlním díle.

### 1.1. Důlní závěsné lokomotivy

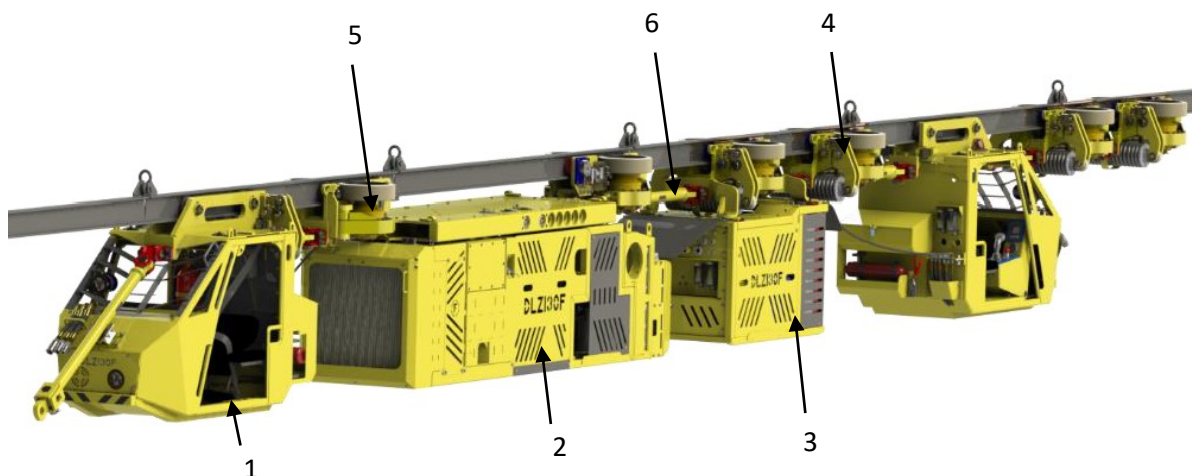
Závěsné lokomotivy mohou být poháněné dieselovým nebo elektrickým agregátem. Porovnání zástupců obou kategorií nabízí tabulka č. 1. Jak budu popisovat dále podrobněji, dieselové lokomotivy zpravidla používají dieselový motor pro pohon hlavního hydrogenerátoru, kterým jsou poháněné samostatné hnací jednotky v hydraulickém obvodu lokomotivy. Elektrické lokomotivy mohou být trolejové a bateriové.

**Tabulka 1 Porovnání vlastností lokomotiv**

Označení lokomotivy:	DLZ-210 F	DLZA90-F
Typ motoru:	Naftový motor	Nevýbušný trojfázový asynchronní motor
Max. výkon:	142 kW	45 kW
Průměr hnacích jednotek:	355/400 mm	355/400 mm
Počet hnacích jednotek:	4 až 12	2 až 6
Max. rychlost:	7,2 km.h <sup>-1</sup>	7,2 km.h <sup>-1</sup>
Max. tažná síla:	330 kN	180 kN

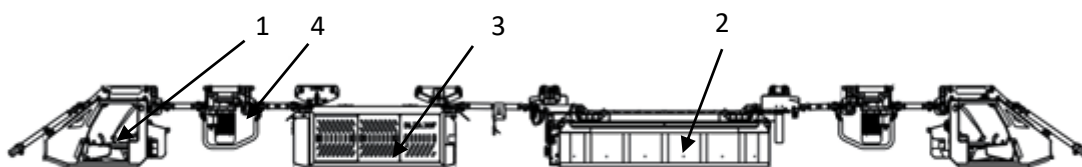
Nejprve se zaměřím na lokomotivy dieselové. Ty se skládají zpravidla z těchto částí a součástí: ze dvou samostatných kabin řidiče zavěšených na nosných vozících s brzdou a hnacích jednotek zapojených v hydraulickém obvodu lokomotivy. Dále z motorové části zavěšené na hnacích jednotkách a pomocné části zavěšené na hnací jednotce. Jednotlivé části lokomotivy jsou navzájem spojené pomocí spojovacích táhel k tomu určených výrobcem a hlavními obvody lokomotivy. V motorové části je naftový motor. Většinou se jedná o speciálně upravené čtyřválcové, popř. šestiválcové naftové motory. Upravený je také výfukový a sací systém spojený s chlazeným turbodmychadlem, katalyzátorem a protiplamennými pojistkami. Všechny tyto jednotlivé části jsou navzájem spojené v pevném závěru, a tím splňují bezpečnostní požadavky a opatření, aby nedošlo ke vznícení výbušné atmosféry. Naftový motor pohání přes pružnou spojku hydrogenerátor. Motorová část obsahuje celky jako skříň chlazení, mokrá výfuková skříň, naftový motor, skříň hydraulických prvků, hydraulická nádrž, nádrž paliva. Hnací jednotka je sestavena z nosného vozíku,

2 hnacích kladek s hydromotory a čelistovou brzdou. Přítlak hnacích kladek je zabezpečen přímočarým hydromotorem. Toto řešení se může lišit dle provedení výrobce. Kladky jsou vybaveny vulkollanovým obložením. Souprava může mít různý počet hnacích jednotek. Závisí to na požadavcích zákazníka. V průběhu jízdy lokomotivy se dají některé hnací jednotky odpojit. Díky tomu se změní její jízdní vlastnosti. Lokomotiva musí být také vybavena elektrickými obvody. Ty se starají o řízení, funkci světel a podobně. Všechny tyto obvody jsou napájeny důlním alternátorem.



**Obr. 2 Hlavní části lokomotivy**

1-kabina řidiče; 2-motorová sekce; 3-pomocná sekce; 4-hnací jednotka s brzdou; 5-hnací jednotka bez brzd; 6-spojovací táhlo. [25]



**Obr. 3 Hlavní části lokomotivy elektrické bateriové**

1- kabina řidiče; 2- zdrojová část; 3- modul řízení; 4- hnací jednotka, [23]

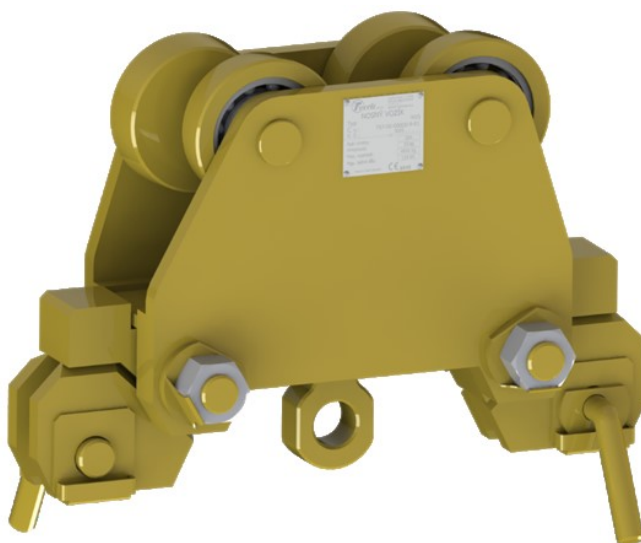
Další variantou jsou bateriové lokomotivy. Ty se dají použít i v prostředí s nebezpečím výbuchu, protože se baterie a další elektronika dá uložit do pevných závěrů. Baterie mohou být olověné nebo lithiové. Zatím se používají hlavně baterie olověné, ale vývoj směřuje k použití lithiových baterií, které jsou lehčí a mají větší kapacitu.

Bateriová lokomotiva se skládá z těchto hlavních částí. Zdrojová část s trakční baterií je zavěšena na hydraulickém transportním zařízení. Pomocná část obsahuje elektroniku a je zavěšena na nosných vozících. Dále se používá 2 až 6 hnacích jednotek. Volitelně může být lokomotiva

osazena jednou nebo dvěma kabinami. Existuje také provedení bez kabin. Všechny tyto části jsou spojeny spojovacími táhly. Popis elektrické bateriové lokomotivy uvádím na obrázku č. 3.

Hnací jednotka je sestavena z trojfázového asynchronního nevýbušného elektromotoru, pružné spojky, planetové převodovky a hnací kladky. Hnací jednotka je dále vybavena přímočarým hydromotorem přítlaču a brzdou. Řízení elektromotorů je pomocí frekvenčních měničů umístěných v pomocné části. V té je také umístěn okruh pomocné hydrauliky. Ten slouží pro ovládání brzd, pro okruh přítlaču, pro ovládání pomocných funkcí, nouzové odbrzdění lokomotivy a pro manipulaci s kontejnerem baterií.

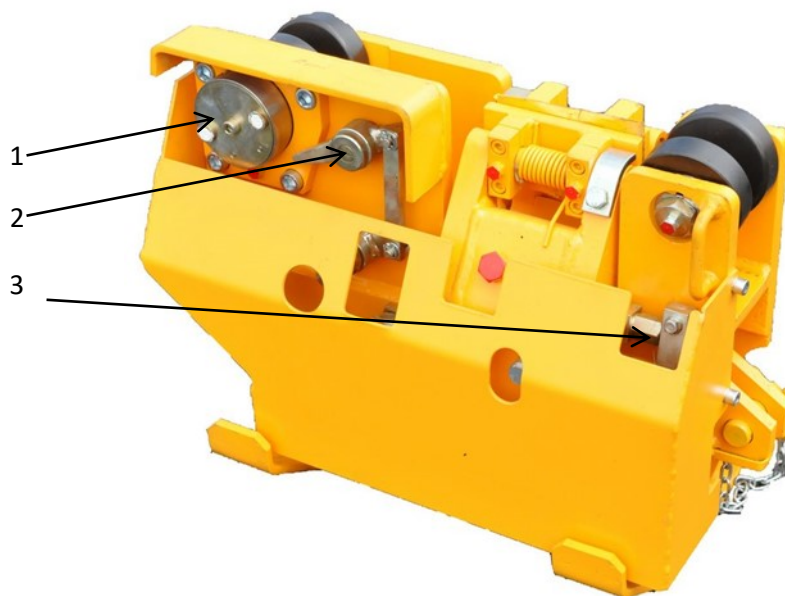
Nosný vozík bývá využíván pro přepravu břemen. V dnešní době je již standardem nosnost vozíku 4 tuny. Vozík je ocelový svařenec, který je vybaven čepy, na nichž jsou připevněny ocelové kladky v ložiskách. Tyto kladky jezdí po šikmině I profilu. Vozík má 4 kladky. Může být vybaven hákem pro zavěšení břemen nebo kladkostrojů. Dále by měl mít spojovací oka pro upevnění spojovacích táhel. Rám vozíku musí vydržet jak zatížení od zavěšených břemen, tak tah trakčního prostředku. Konstrukce vozíku je vidět na Obr. 4.



**Obr. 4 Nosný vozík [26]**

Brzdné vozíky se používají jako bezpečnostní prvek v soupravě. Jejich hlavním úkolem je zabrzdit soupravu, pokud se rozjede nad přípustnou rychlost. Lokomotivy mají sice vlastní brzdy, nicméně vyhláška vyžaduje, aby měly také druhý bezpečnostní brzdný okruh, který nebude závislý na motoru lokomotivy. Každý brzdný vozík má stanovenou rychlost, kdy začne brzdit. Také je stanoveno kolik brzdných vozíků se může spojit, aby zabezpečily bezpečnou přepravu břemena o dané hmotnosti a na závěsné dráze v daném úklonu. V minulosti se používaly mechanické brzdné vozíky. Dnes se již používají mechanicko-hydraulické brzdné vozíky. Mechanismus funguje tak, že omezovač rychlosti vydá povel k brždění. Je v něm totiž odstředivý mechanismus. Ten je seřízený

na určité otáčky. Při jejich překročení dojde k natočení kontrolního čepu 1. Ten pohne pákovým mechanismem 2, který je napojený na hydraulický obvod 3.



*Obr. 5 Brzdný vozík [21]*

## 1.2. Zvedací zařízení

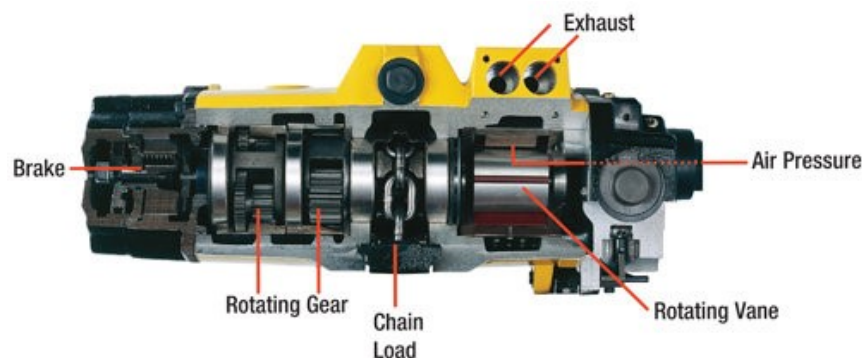
Břemena a osoby jsou transportovány v kontejnerech a kabinách zavěšených na zvedacím zařízení. Ty totiž zabezpečují zvedání břemen a jejich zavěšení během transportu. Zvedací zařízení je v podstatě kladkostroj zavěšený nebo pevně spojený s nosným vozíkem. Pohon kladkostroje může být ruční, hydraulický, pneumatický a elektrický. Níže uvedu zástupce každé kategorie.

Řehtačkový zvedák je zařízení pro ruční zvedání břemen. Skládá se z tělesa s hákem a převodovým ústrojím. Ovládání je pomocí páky. Otočením páky o určitý úhel dojde ke zvednutí břemene o určitý úsek. Při tom zapadne západka do řehtačky. Hák může být zavěšen na článkovém nebo válečkovém řetězu. Tyto ruční zvedáky se mohou používat pro napínání plotů, vytrhávání stojek, zvedání a vlečení břemen a také na závěsných drahách. Vyrábí se v nosnostech od 0,8 do 6,3 tun. Příklad řehtačkového zvedáku je na obrázku č 6.



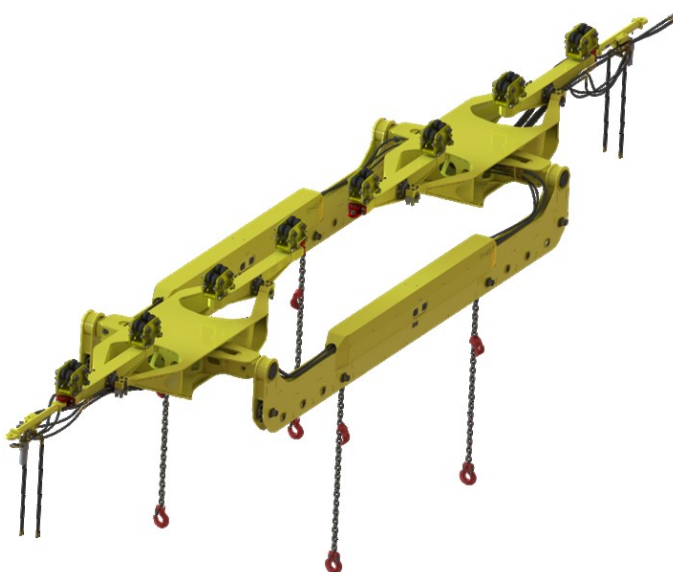
*Obr. 6 Řehtačkový zvedák [29]*

Pneumatický kladkostroj se skládá z lamelového motoru, tělesa s hákovou soupravou a pneumatického ovladače. Jelikož má pneumatický lamelový motor vysoké otáčky, je potřeba vybavit kladkostroj planetovou převodovkou. Díky tomu, že pracovním médiem je stlačený vzduch je možné kladkostroj používat v prostředí s nebezpečím výbuchu. Příklad pneumatického kladkostroje je na obrázku č. 7.



**Obr. 7 pneumatický kladkostroj, [30]**

Hydraulické kladkostroje se používají na závěsných drahách asi nejvíce. Vyskytuje se v celé řadě provedení. Tato provedení se liší nosností a také konstrukcí dle přepravovaných břemen. Základem je pomaluběžný hydromotor, který může být podobně jako pneumatický motor napojen na planetovou převodovku. Nebo mohou být spojeny dva hydromotory na společnou hřídel. Zdrojem tlakového oleje je buď důlní lokomotiva nebo manipulátor. Většinou má jeden hydraulický kladkostroj nosnost 4 tuny. Při zapojení do dvojice se předpokládá společná nosnost 8 tun. Dalšími kombinacemi a konstrukčními úpravami lze dosáhnout nosnosti až 40 tun. Příklad zvedacího zařízení o nosnosti 40 tun vybaveného hydraulickými kladkostroji je na obrázku č. 8.



**Obr. 8 důlní zvedací zařízení o nosnosti 40 tun [23]**



Na obrázku č. 9. jsou dva hydraulické kladkostroje připevněné na vozících 1. Vozíky jsou spojené táhly 3. Mezi háky 2 se zavěsí břemeno. Je možné dodat různé rozměry táhel, dle požadavků zákazníka. Teleskopická táhla se mohou používat pouze pro přepravu břemen nikoliv pro přepravu osob. Napojení hydrauliky na lokomotivu je pomocí přívodních hadic 4. Ovládání zvedání a spouštění je pomocí spojovacích táhel 5.



**Obr. 9 Zvedací zařízení hydraulické 2x4 tuny [24]**

Elektrické řetězové kladkostroje se používají na jeřábech a jsou velmi rozšířené. Příklad rozloženého elektrického řetězového kladkostroje je na obrázku č. 10. Kladkostroj se skládá z elektromotoru, kluzné třecí spojky, převodovky, brzdy, řetězového kola s vedením řetězu a elektronických komponent. V dolech s nebezpečím výbuchu se musí používat elektromotory a brzdy s certifikací. O platných předpisech týkajících se této problematiky bych se rád zmínil.



**Obr. 10 elektrický kladkostroj [27]**

### 1.3. Platné vyhlášky a normy


Problematika návrhu důlních zařízení zahrnuje nutnost plnění některých norem, nařízení a vyhlášek. Všechny elektrické komponenty v důlních dílech musí splňovat provedením zařízení skupiny I, kategorie M2 podle přílohy č. 1 Nařízení vlády č. 116/2016 Sb. (směrnice 2014/34/EU). Provedení zařízení ve skupině I kategorii M2 umožňuje použití zařízení také v prostorách plynujících dolů s nebezpečnými atmosférickými podmínkami 2 dle ČSN EN 1127-2. Toto provedení umožňuje také provoz v prostorách s nebezpečím výbuchů metanu a uhelného prachu, zařazených podle § 232 odst. 1 písm. b) a § 233 odst. 1 písm. b) vyhlášky ČBÚ č. 22/1989 Sb., včetně dolů s nebezpečím průtrží hornin a plynů a dolů zařazených mezi nebezpečné důlními otřesy, s výjimkou prostor s nebezpečím výbuchu metanu zařazených podle § 242 odst. 3 téže vyhlášky. Při návrhu zvedacího zařízení jsem také postupoval dle norem ČSN ISO 4301-1 a ČSN EN 14 492-2. Všechny tyto normy jsou uvedeny v tabulce č.2. Certifikaci finálního výrobku následně provádí VVUÚ Ostrava Radvanice.

**Tabulka 2 Výčet platných vyhlášek a norem**

Označení dokumentu	Název dokumentu
Nařízení vlády č. 116/2016 Sb.	Nařízení vlády o posuzování shody zařízení a ochranných systémů určených k použití v prostředí s nebezpečím výbuchu při jejich dodávání na trh
Směrnice 2014/34/EU	Směrnice evropského parlamentu a rady o harmonizaci právních předpisů členských států týkajících se zařízení a ochranných systémů určených k použití v prostředí s nebezpečím výbuchu
ČSN EN 1127-2	Výbušná prostředí - Prevence a ochrana proti výbuchu - Část 2: Základní koncepce a metodika pro doly
ČSN EN 60079-1	Výbušné atmosféry - Část 1: Ochrana zařízení pevným závěrem "d"
Vyhláška č. 22/1989 Sb.	Vyhláška Českého báňského úřadu o bezpečnosti a ochraně zdraví při práci a bezpečnosti provozu při hornické činnosti a při činnosti prováděné hornickým způsobem v podzemí
ČSN ISO 4301-1	Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace. Část 1: Všeobecně
ČSN EN 14492-2	Jeřáby – Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem – Část 2: Kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem

## 2 Vstupní požadavky

Požadavky na zvedací zařízení byly vyjednány se zadavatelskou společností.

- Hmotnost břemene  $m_b=4$  t.
- Rychlost zdvihu  $v=2,5 - 3$  m.min<sup>-1</sup>.
- Tažná síla od lokomotivy  $F=165$  kN.
- Maximální šířka zařízení od osy závěsné dráhy  $b=400$  mm.
- Pracovní zdvih  $h=6$  m.
- Maximální úklon závěsné dráhy  $\alpha=\pm 30^\circ$ .
- Vertikální poloměr oblouku závěsné dráhy  $R_v \geq 8$  m
- Horizontální poloměr oblouku závěsné dráhy  $R_h \geq 4$  m.
- Pracovní prostředí  I M2. (dle směrnice 2014/34/EU)
- Provozní teplota  $-20^\circ\text{C} \geq t \leq 45^\circ\text{C}$ .

Cíle práce:

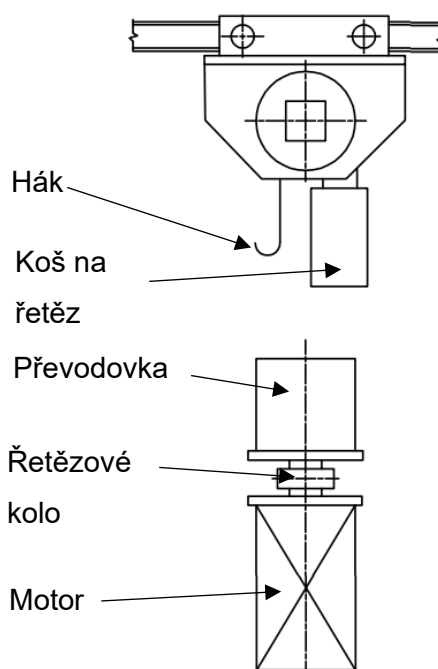
- Navrhnout zvedací zařízení
- Ověřit návrh potřebnými výpočty
- Vytvořit výrobní dokumentaci

### 3 Varianty řešení

V této kapitole popíšu varianty řešení kladkostrojů. Hlavním faktorem je prostorové uspořádání kladkostroje.

#### 3.1. Varianta A

Tato varianta řešení kladkostroje vychází z řešení pneumatických a také některých typů hydraulických kladkostrojů. Kladkostroj je řešen tak, že motor má dlouhý výstupní hřídel. Na ten je připevněn pastorek, který pohání planetové soukolí. Většinou je planetová převodovka vícestupňová. Výstupní hřídel z planetové převodovky je proveden na stranu směrem k motoru. Na něj je připevněno řetězové kolo. Výstupní hřídel je proveden jako dutý. Tím pádem má stejnou osu jako vstupní hřídel do převodovky. Někdy je možné planetovou převodovku vybavit také vnějším ovládacím prvkem pro ruční spouštění břemene. Tato varianta nabízí největší úsporu místa. Její nevýhodou je však to, že planetové převodovky této konstrukce je potřeba navrhnout dle aplikace, nevyskytují se v nějakých standartních řadách. Ve verzi s elektromotorem je však potřeba ještě uvažovat s brzdou a také s kluznou spojkou na omezování momentu.



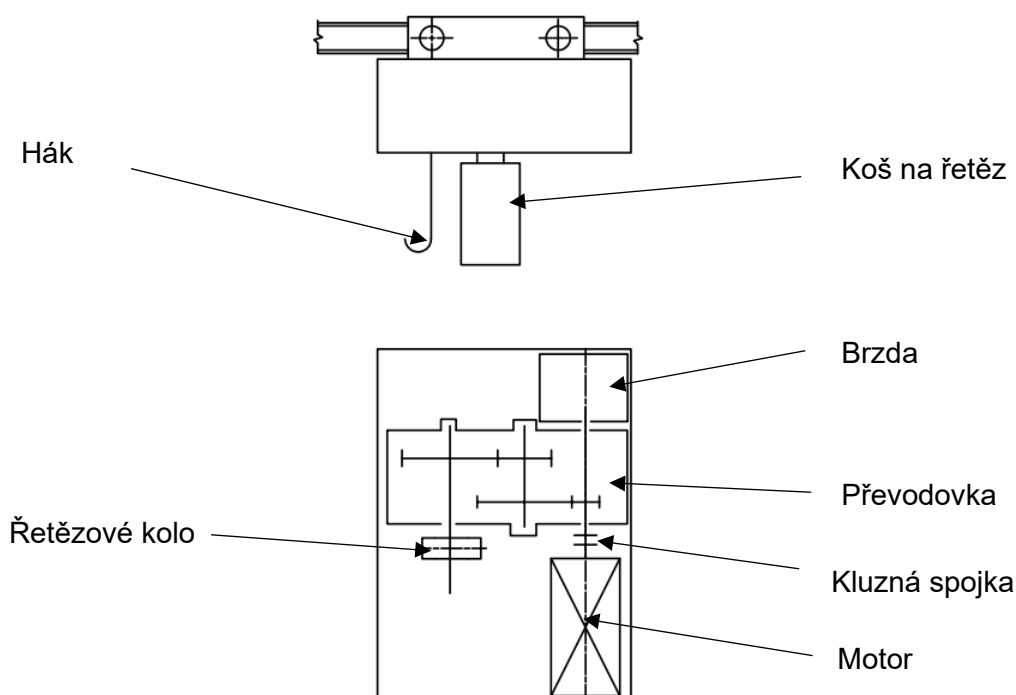
Obr. 11 Varianta A

### 3.2. Varianta B

Návrh vychází z jeřábových kladkostrojů. Motor je na jedné ose spojen s kluznou spojkou, hřídelí s pastorkem a brzdou. Pastorek pohání několika stupňový čelní převod. Na výstupu z převodovky je připevněno řetězové kolo. Toto uspořádání je prostorově větší než ve variantě A. Nedají se zde použít standardní čelní převodovky, protože ty nemají dostatečnou osovou vzdálenost hřídelů a tím pádem dochází ke kolizi mezi motorem a řetězovým kolem. Je proto potřeba navrhnout speciální čelní převodovku. Kladkostroje v tomto uspořádání většinou nabízejí prostor pro umístění elektro instalace. V důlním prostředí ale elektroinstalace musí být ve speciálním závěru. Teprve v tomto závěru by mohla být umístěna do volného prostoru kladkostroje.

Odlišnou variantou také používanou v tomto typu kladkostroje je varianta, kdy je převodovka uspořádána následovně. Hřídel z motoru je přes spojkou spojen s hřídelem s pastorkem. Ten je spojen s brzdou. Převodovka je koaxiální. To znamená, že řetězové kolo je spojeno s ozubeným kolem a obě tato kola jsou na stejném dutém hřídeli a jsou upevněna v ložiskách.

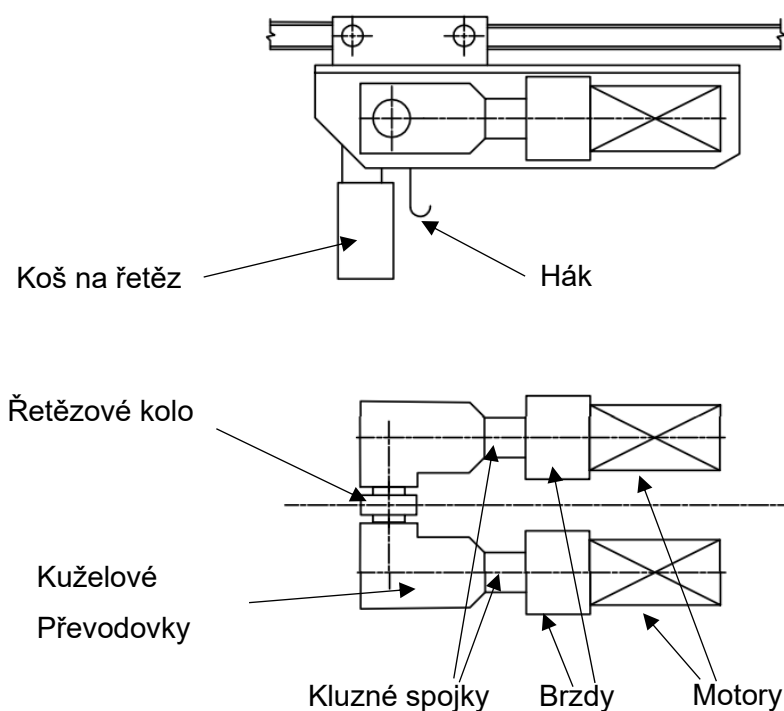
Tato varianta opět nevyhovuje z důvodu velké šířky kombinace motoru, spojky, hnacího pastorku a hřídele. Pokud by nebylo nutné použít prvky se speciální konstrukcí do důlního prostředí, tak by se dalo podmínku šířky splnit.



Obr. 12 Varianta B

### 3.3. Varianta C

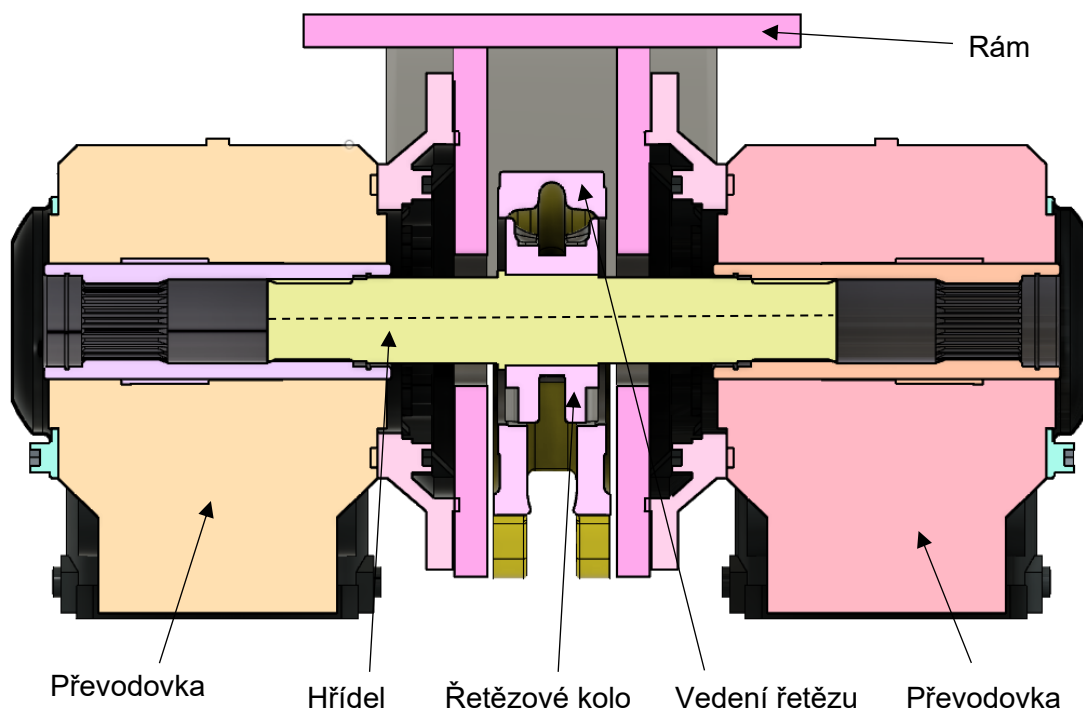
Tento návrh počítá s použitím dvou motorů s dvěma kuželovými převodovkami. Mezi převodovkami a motory jsou umístěny brzdy a převodovky jsou vybaveny adaptéry s kluznými spojkami. Na výstupních hřídelích převodovek je připevněno řetězové kolo. Výhodou tohoto uspořádání je možnost použití dvou menších motorů. Také jde o řešení s převodovkami, které se standardně vyrábí. To je výhoda, protože zadavatel své převodovky nevyrábí.



Obr. 13 Varianta C

Rád bych se ještě u této varianty zmínil o dvou možnostech spojení převodovek a řetězového kola. První variantou bylo, že by byly použity převodovky s dutým hřídelem. (dále varianta C-1) Byly by propojeny dlouhým hřídelem. Na ten by se připevnilo řetězové kolo. Výhodou této varianty je možnost měnit jen řetězové kolo, nikoliv celý hřídel. Nevýhodou je ale komplikovaná montáž do rámu a také komplikace při montáži vedení řetězu. Obrázek č. 14 zachycuje tuto variantu v řezu.

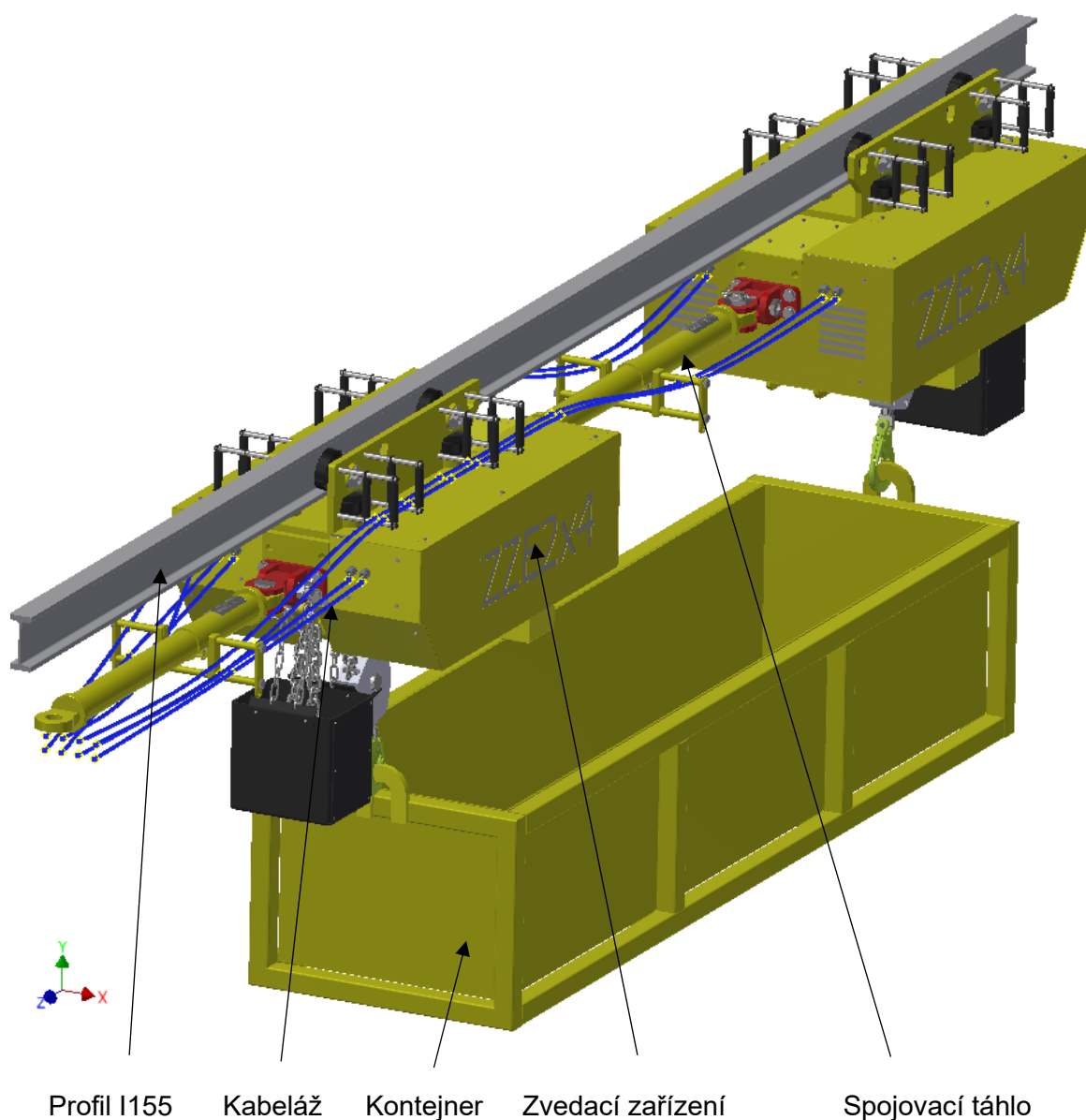
Druhou variantou (dále varianta C-2) je to, že mají převodovky klasické výstupní hřídele s pery. Ty jsou spojeny řetězovým kolem, které je uloženo v ložiskách. Tato varianta je lepší z montážního hlediska. Také se dá dobře namontovat vedení řetězu. (viz Obr. 20)

*Obr. 14 Varianta C-1*

Všechny varianty, které jsem uvedl jsem se pokoušel realizovat. Chtěl jsem, aby bylo výsledné zařízení co nejmenší, a proto jsem hledal vhodnou planetovou převodovku jako ve variantě A. Jak jsem již popsal, musela by se zkonstruovat a tomu jsem se chtěl vyhnout. Při zvažování kladkostroje dle varianty B byl problém s rozměry přesahujícími zadaných 400 mm od osy profilu závěsné dráhy. Zvažoval jsem použití různých konstrukčních velikostí asynchronních elektromotorů. Ukázalo se, že rozdělení na 2 motory je výhodné, protože se tím dá ušetřit dost místa. Variantu C-1 jsem zvažoval, ale vycházela malá bezpečnost hřídele. Rozhodl jsem se pro variantu C-2 s použitím 2 kladek. Mým původním záměrem bylo použití pouze pevné kladky. Během návrhu jsem ale zjistil, že bude výhodnější použít 2 kladky, kvůli větší bezpečnosti řetězového kola.

## 4 Výsledný konstrukční návrh

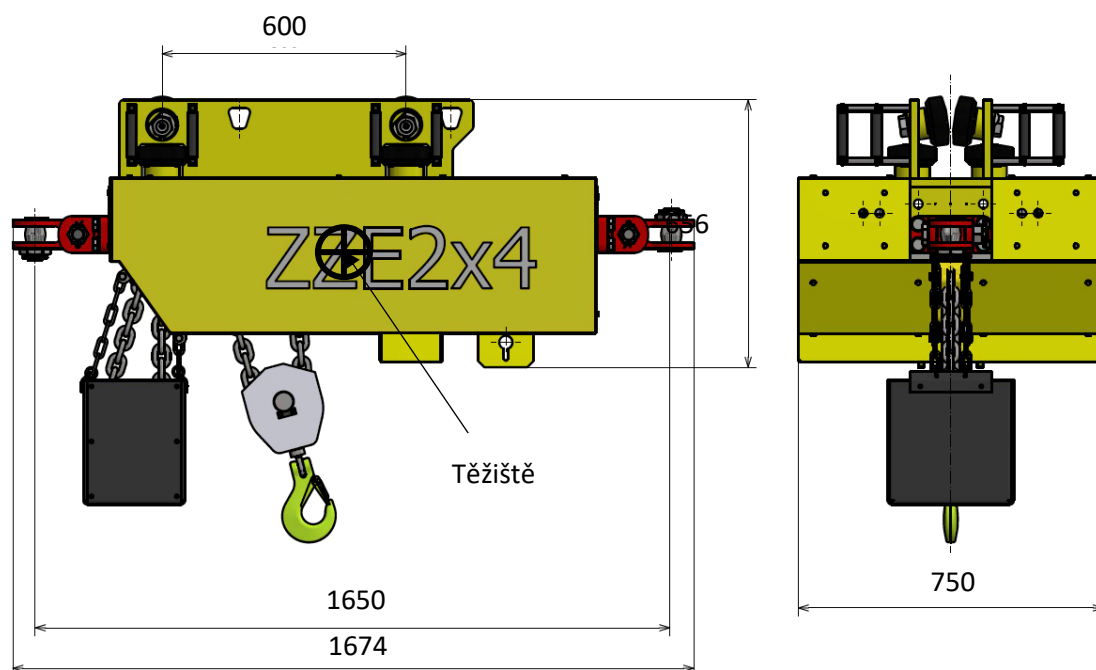
Na obrázku č. 15 uvádím vizualizaci výsledného návrhu. Jedná se o dvě zvedací zařízení spojená spojovacími táhly. Mezi nimi je zavěšen kontejner. Jelikož jsou to dvě zvedací zařízení, jejich celková společná nosnost je 8 tun. Na obrázku je také vidět možné vedení kabelů. Součástí práce nebylo navrhnout elektroinstalaci. O možném elektro zapojení se zmíním v podkapitole 5.6. Kontejner na obrázku je pouze ilustrační a ukazuje možné nasazení v praxi. Na následujících stránkách se budu zabývat návrhem jednoho zvedacího zařízení s nosností 4 tuny.



Obr. 15 Výsledný návrh



Snažil jsem se splnit požadavky na zařízení uvedené v zadání. Na základě těch jsem navrhl zařízení a rád bych uvedl základní parametry zařízení v tabulce č. 3. Rozměry jsou vidět na obrázku č. 16. Důležité je, že těžiště zařízení je mezi kladkami, protože díky tomu se zařízení nebude překlápět při jízdě bez břemene. Jistou nevýhodou je ovšem to, že mezi kladkami není rovnoměrně rozložena tíha břemene. To vede k tomu, že je více zatěžován přední pár kladek. (Na obrázku č.16 vlevo)

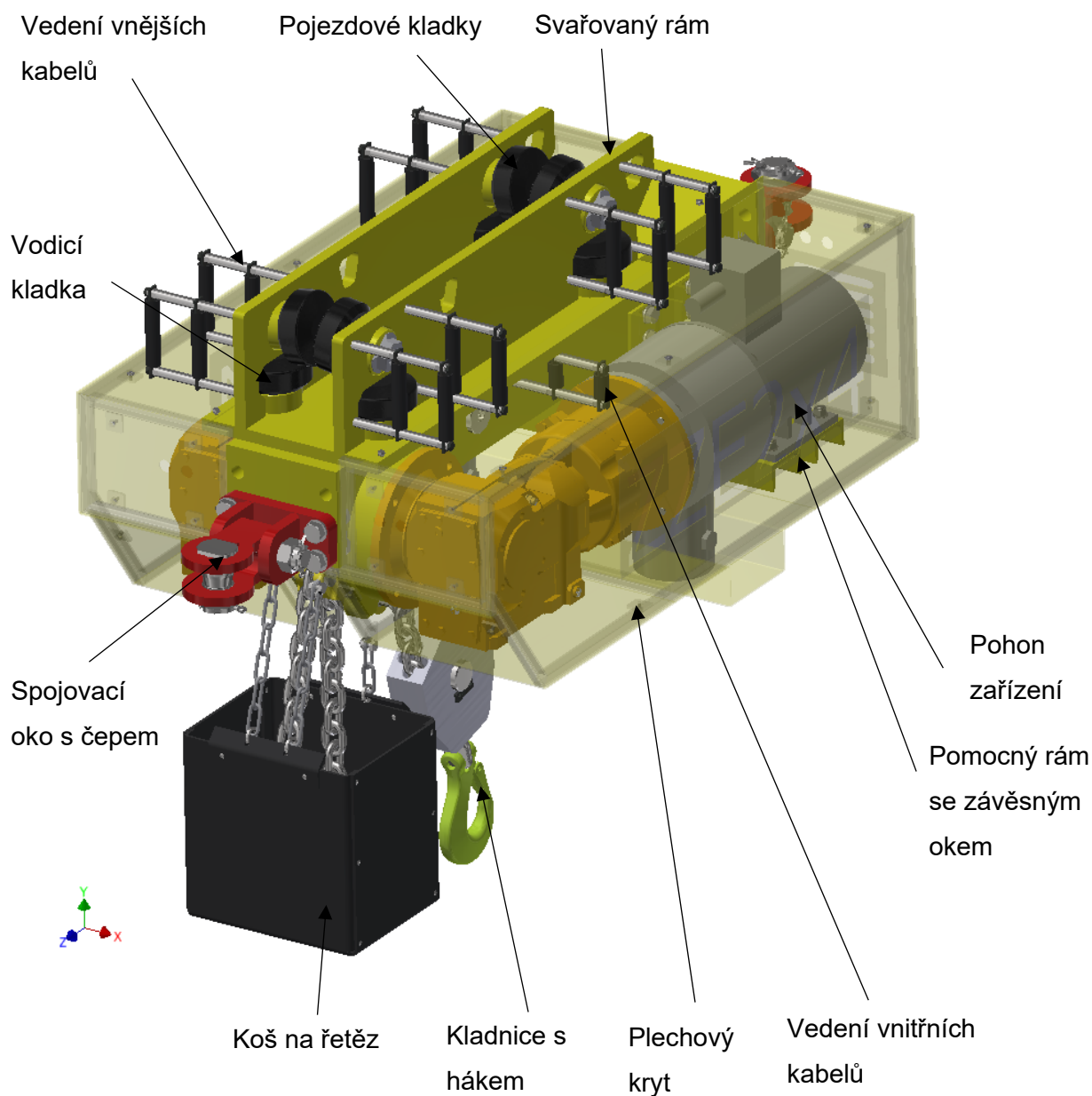


Obr. 16 Rozměry

Tabulka 3 parametry výsledného zvedacího zařízení

Typové označení	ZZE2x4
Maximální nosnost	4000 kg
Rychlost zdvihu	2,52 m.min <sup>-1</sup>
Celková hmotnost	693 kg
Maximální síla trakčního prostředku	165 kN
Dovolená rychlost	2 m.s <sup>-1</sup>
Výkon asynchronních elektromotorů	2x1,1 kW
Napájecí napětí elektromotorů	400 V
Napájecí napětí brzd	400 V

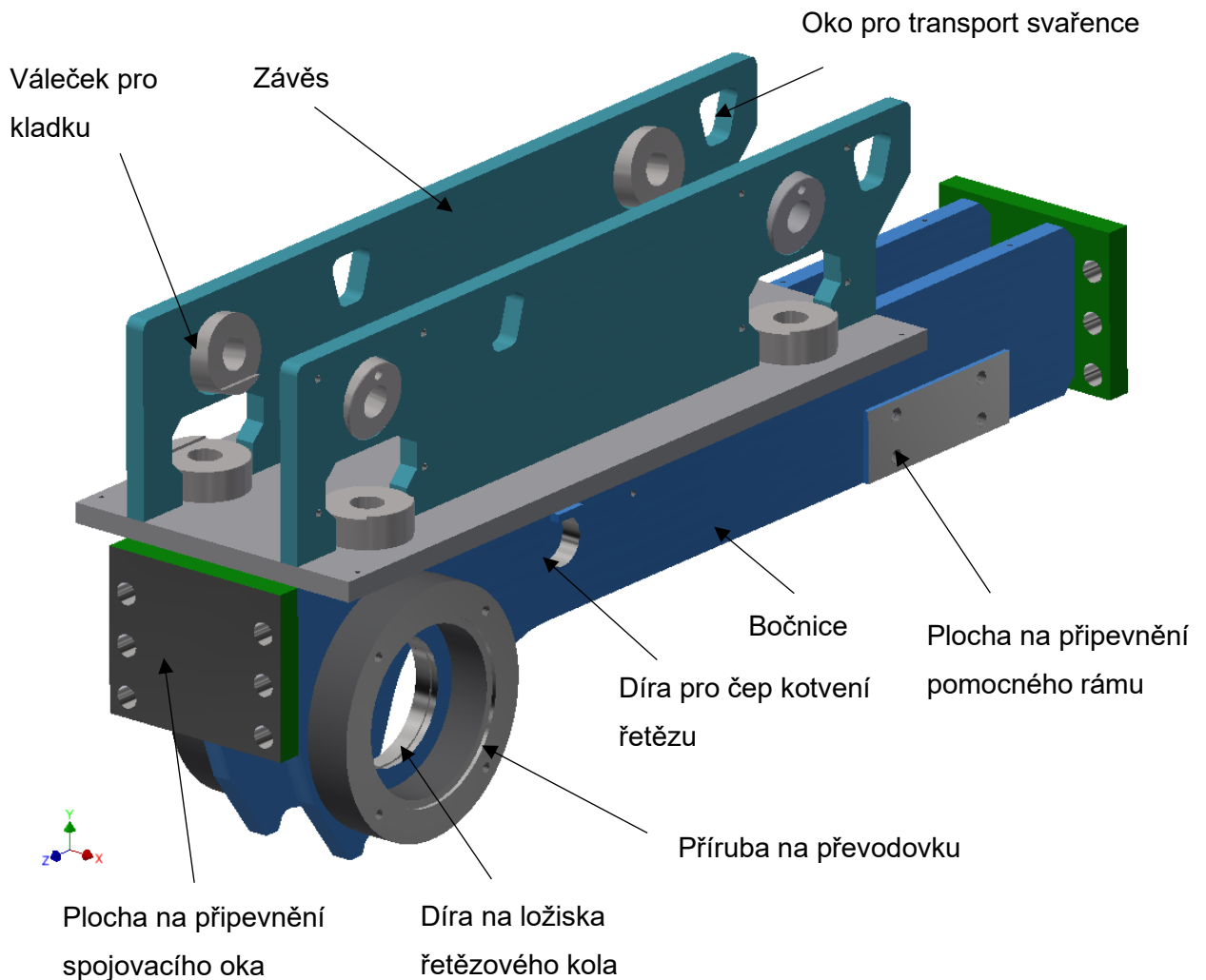
Zvedací zařízení je složeno z těchto základních celků. Svařovaný rám neboli vozík je tvořen několika ocelovými výpalky. Pojezdové kladky jsou upevněny do rámu. Kromě nich jsem také použil kladky vodící. Ty napomáhají stabilitě vozíku na I profilu. Na rám jsou přišroubovány vedení vnějších i vnitřních kabelů. Ty zajišťují, aby se kabely nelámaly a aby se nepoškodily během jízdy. Jelikož se více vozíků spojuje pomocí spojovacích táhel, je nutné vozík vybavit spojovacími oky. Rozhodl jsem se použít spojovací oka, které se již používají na jiných strojích. Z boku rámu se připevňují motory s převodovkami. Převodovky jsou do rámu přišroubovány přes příruby. Motory jsou přišroubovány na podpůrnou konstrukci. Celé zařízení je krytováno plechy, které jsou přišroubovány na lehkou ocelovou konstrukci. Na tu je zavěšen také koš na řetěz. Zařízení je vybaveno kladnicí s otočným hákem. Zatížený konec řetězu je upevněn v rámu pomocí kotvení řetězu. Volný konec řetězu z koše je připevněn k vedení řetězu.



Obr. 17 Zvedací zařízení

## 5 Popis rámu

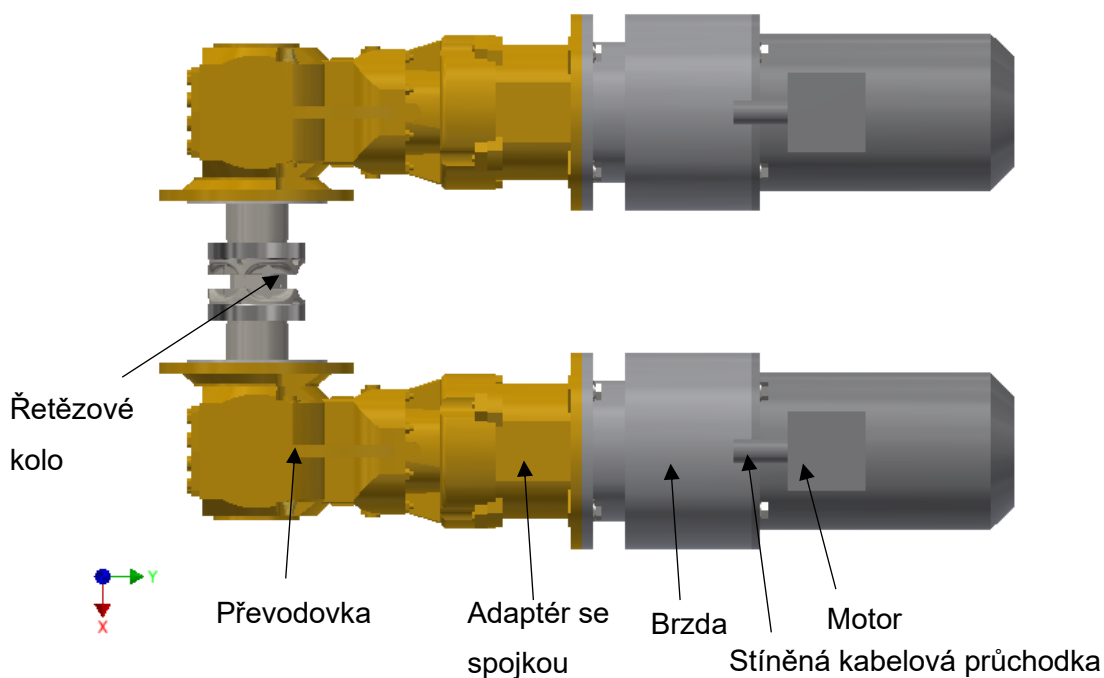
Rám se skládá z několika svařovaných výpalků, které jsou dále obrobena. Do závěsů jsou navařeny válečky na nosné a vodicí kladky. Ty válečky se tam navařují již obrobena. Plechy závěsů mají vypálené oka, pomocí kterých se dá svařenec transportovat. Polohu těchto ok jsem volil s ohledem na těžiště svařence. Na bočnice jsou navařeny tlustostěnné trubky obrobena pro připevnění převodovek. Další obrobena plochy zajišťují připojení spojovacích ok, pomocného rámu, kotvení a řetězového kola v ložiskách.



**Obr. 18 Rám zvedacího zařízení**

### 5.1. Spojení pohonu

Pohon jsem musel navrhnout tak aby splňoval jak požadavky na kladkostroje, tak důlní vyhlášky a normy. Norma zabývající se kladkostroji je ČSN EN 14492-2. Z pohledu této normy bylo nutné, aby byl kladkostroj vybaven brzdou a kluznou spojkou. Výbušnými zařízeními v dolech se zabývá směrnice 2014/34/EU. Cílem je, aby se zařízení dalo certifikovat do prostředí ve skupině I kategorií M2. Proto musí mít zvolený motor i brzda tuto certifikaci.



Obr. 19 Skladba pohonu

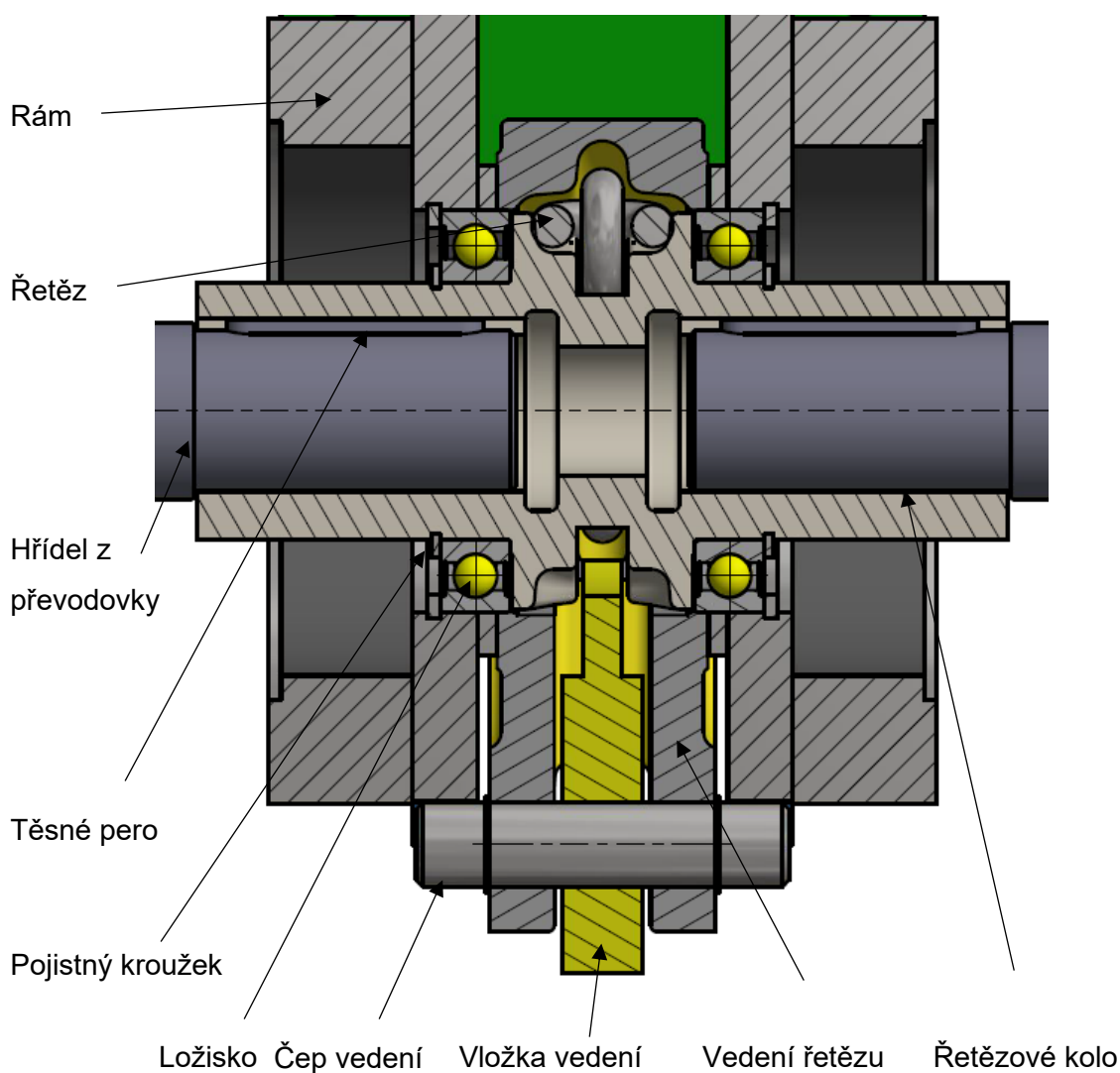
Vybral jsem nevýbušný motor označení AKM100L08 výrobce Siemens. Jedná se o motor o výkonu 1,1 kW a otáčkách  $690 \text{ min}^{-1}$ . Provozní teploty jsou od  $-20$  do  $+40^\circ \text{C}$ . Pro napájení z měniče jsou vybaveny stíněnými kabelovými průchodkami. Svorkovnicový kryt se dá otáčet o  $90^\circ$ . To je důležité protože, pro zapojení 2 zvedacích zařízení musí mít jedno z nich průchodky otočené na opačné straně. Motory při použití s měničem jsou vybaveny PTC termistory.

Pro tyto motory jsem dále hledal brzdu s certifikátem dané skupiny. Zvolil jsem brzdu výrobce VIS označení IEC100. Jedná se o elektromagnetickou brzdu, kterou výrobce přizpůsobí požadavkům zákazníka. Brzda je také vybavena PTC termistory. Co se týče kluzné spojky, ta chrání zvedací zařízení před přetížením. Rozhodl jsem se použít kluznou spojkou, která je přímo zabudovaná v adaptéru na převodovce. Moment se dá nastavit dotažením matice. Zvolil jsem převodovku s kuželovými koly. Převodovka má skříň z litiny. Je certifikována pro provoz od  $-20$  do  $+45^\circ \text{C}$ . Převodovka má na vstupní straně spojkový adaptér s přírubou. Na výstupu jsem také zvolil přírubu. Celkovou koncepcí pohonu se jedná o dvumotorový pohon s tuhou mechanickou vazbou.

Z uvedených dovolených teplot okolí motoru je zřejmé, že motor nesplňuje požadavky stanovené v zadání. Ty jsou nastaveny na teplotní rozsah -20 až +45°C. To ovlivní certifikaci výsledného zařízení a tu bude muset schválit zadavatel projektu.

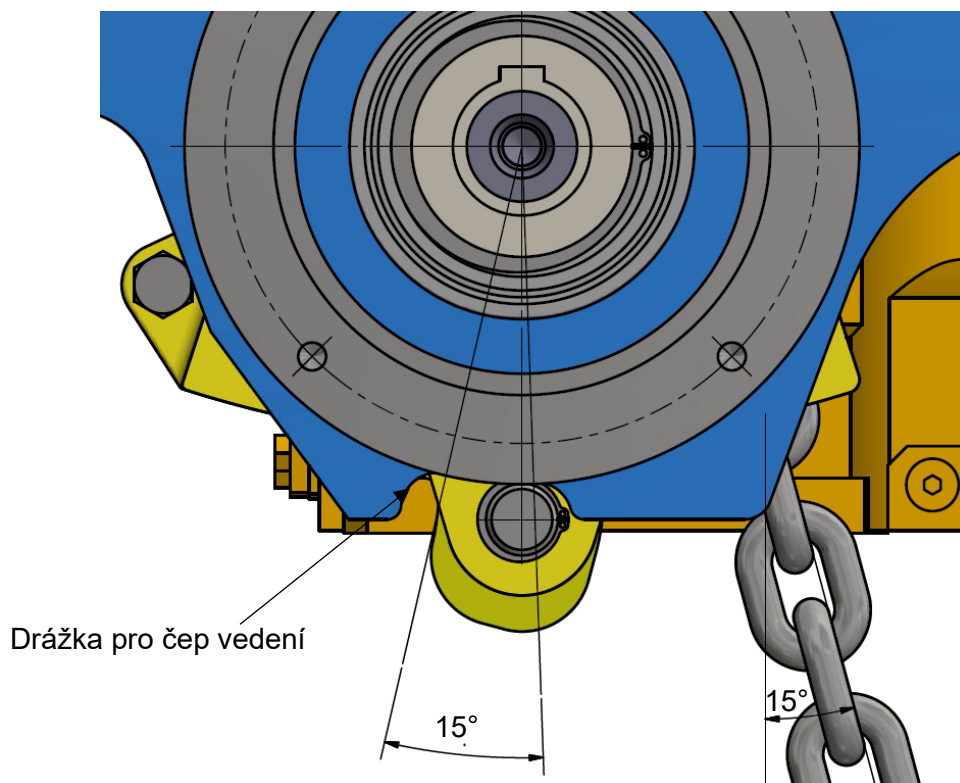
## 5.2. Konstrukce řetězového kola

Výstup z převodovky jsem zvolil jako plný hřídel s lícovaným perem. V mém návrhu počítám s tím, že v rámu bude řetězové kolo uloženo v kuličkových ložiskách a z každé strany do něj bude zasunut hřídel z převodovky. Ložiska jsem zvolil o větším vnějším průměru, než je řetězové kolo. To má tu výhodu, že bude snadná montáž řetězového kola do rámu. Navíc poté co se řetězové kolo v jednom směru opotřebuje, bude možné jej z rámu vyjmout a vložit opačně. Použil jsem již vyvinuté vedení řetězu, které se používá na jiných strojích. Tento díl je odlitek, který má průchozí díru. Také jsou v něm drážky, které zabraňují řetězu spadnout. Řetězové kolo s ložisky bude v rámu upevněno pomocí pojistných kroužků do děr.



Obr. 20 Řešení řetězového kola

Čep vedení je součást, která spojuje vložku vedení a odlitek vedení řetězu. V rámu je vytvořena pro tento čep speciální drážka. Je to proto, že někdy situace vyžaduje trochu naklopit řetěz s kladnicí. Tato drážka umožňuje naklopení až o 15°.

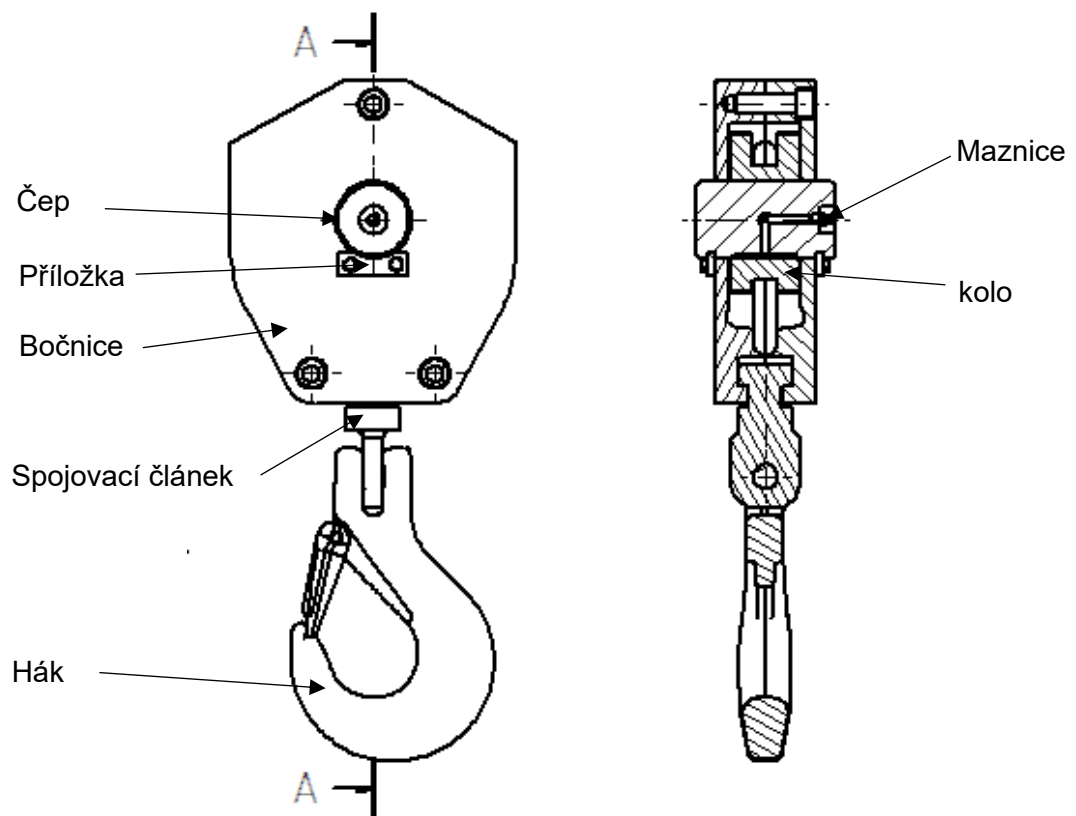


Obr. 21 Konstrukce čepu vedení

### 5.3. Kladnice a ukotvení

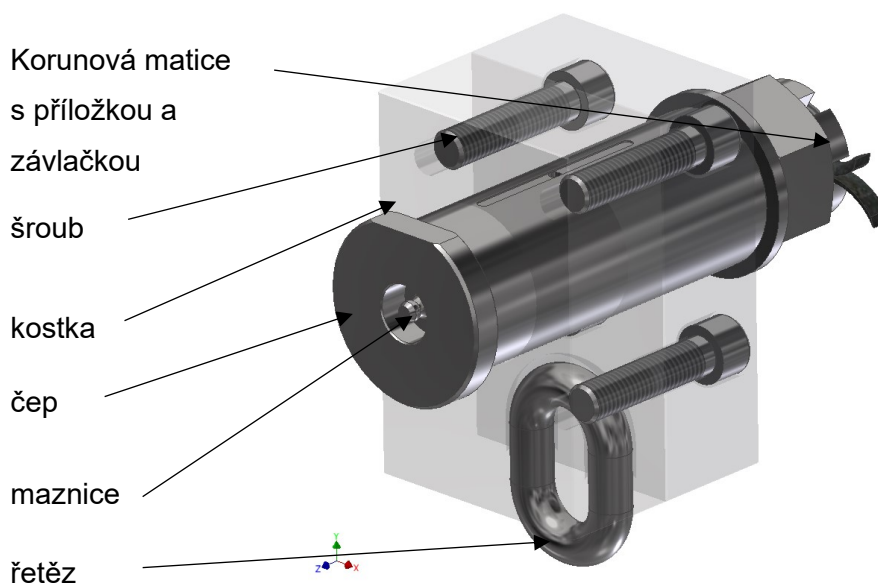
Jeřábovou kladnici jsem se rozhodl vytvořit ze dvou frézovaných bočnic stažených šrouby. Ty bočnice mají vyfrézováno vybrání, které tvoří vedení řetězu. Dále je v nich otvor pro čep. Zde byl použit čep průměru 50 mm. Čep je proti otáčení zajištěn příložkami, které jsou přišroubovány do bočnic. V dolní části je vytvořeno vybrání pro spojovací článek háku a kladnice. Jedná se o závěsný hák s klapkou. Řetězové kolo kladnice má oproti řetězovému kolu hnacímu pozměněnou konstrukci. Ta změna spočívá v tom, že nemá kapsy. Toto řešení je výrobně jednodušší.

Čep má vyvrtanou díru pro mazání. Je také vybaven maznicí. Kvůli tomu, aby nedošlo k poškození maznice při manipulaci s kladnicí, je v čepu vybrání na maznici. Maznice je tedy zapuštěná. Řešení bez ložisek jsem se rozhodl použít kvůli malé rychlosti otáčení kola.



Obr. 22 Kladnice

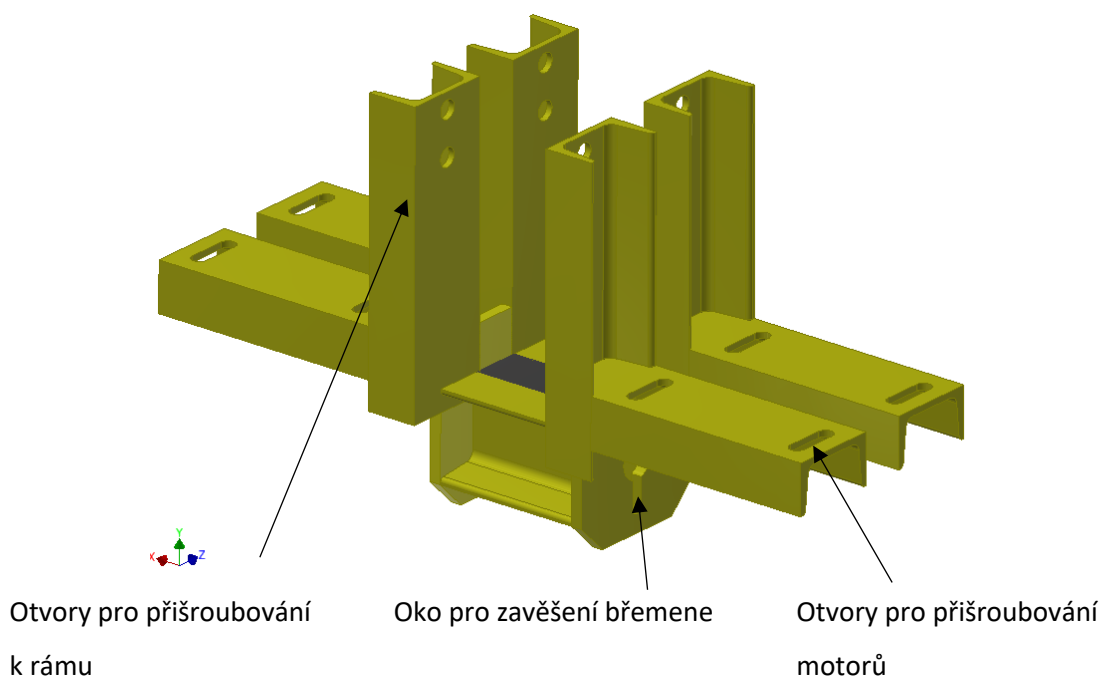
Zavěšení neboli ukotvení je součást, která zabezpečuje uchycení zatížené větve řetězu k rámu zvedacího zařízení. Dle normy ČSN EN 14492-2 má mít ukotvení čtyř násobnou bezpečnost. Rozhodl jsem se to vyřešit tak, že se jedná o dvě kostky, do kterých je vyfrézována neúplná drážka tvaru oka řetězu. Řetěz se do této drážky vloží a obě kostky se sešroubují 4 šrouby M12. Při montáži do rámu je použit čep průměru 48 mm. Výpočet viz kapitolu 7. Je upevněn pomocí příložky, korunové matice M30 a závlačky.



Obr. 23 Zavěšení zatížené větve řetězu

#### 5.4. Pomocný rám

Pomocný rám je přišroubován k vozíku 8 šrouby M16. Jedná se o svařenec, na který lze připevnit motory. Kromě toho jsou do něj navařena speciální oka. Ty jsou tam navařeny proto aby bylo možné do nich prostrčit řetěz a zabezpečit břemeno. Také existují typy kontejnerů, kdy bude kontejner zavěšen právě do těchto ok a hák bude využit na otevření výklopné části kontejneru. Jedná se o výjimečný případ, který závisí na typu kontejneru, nicméně je potřeba s ním uvažovat. Kvůli variantě, že by tato oka nesla 4 tuny jsem provedl jak výpočet pomocného rámu pomocí MKP, tak výpočet šroubů, kterými se přišroubuje do rámu. (MKP výpočet viz kapitola 8)



Obr. 24 Pomocný rám



### 5.5. Další části zvedacího zařízení

Koš na řetěz jsem se rozhodl navrhnout z ohýbané gumy spojené trhačími nýty. Koš má objem 22,5 l a je k rámu připevněn pomocí řetízků.

Vozík jezdí po profilu závěsné dráhy I155 což je profil o výšce 155 mm. Na většině zařízení se používá alespoň 4 nosných kladek. Také v mém návrhu použiji 4 nosné kladky. Ty, které použiji byly již vyvinuty a používají se na jiných strojích. Nosná kladka se skládá z čepu, ocelového kola, dvouřadáho kuličkového ložiska a dalších komponent.

Zvedací zařízení je spojováno s lokomotivou a s dalšími vozíky spojovacími táhly. Jak udává vyhláška ČBÚ č. 22/1989 Sb. Musí spojovací táhlo být navrženo s bezpečností 4 pro statické zatížení v tahu a vzpěru. Spojovací oka musí mít bezpečnost 6. Firma Ferrit již má tyto komponenty certifikované a otestované, takže je použiji i na mnou navrhovaném stroji.

Vzhledem k tomu, že je zařízení vystaveno drsným důlním podmínkám, je potřeba jej opatřit kryty. Rozhodl jsem se to vyřešit pomocí lehkého rámu z čtvercových profilů 20x20. Na tento rám jsou některé plechy přivařeny a některé jsou přišroubovány. Rozlišoval jsem to podle toho, zda bude nutné některé z krytů sundávat, kvůli servisní kontrole. Do předního a zadního plechu jsou vytvořeny díry na průchodky na kabely. Kryt je možné ze stroje sundat až po odmontování horních plechů. Rám krytu je připevněn k vozíku 4 šrouby M10. Plechy pod nápisy a také na zadní straně za motory jsou děrované.

### 5.6. Elektro zapojení zvedacího zařízení

Elektro zapojení není součástí této práce, nicméně bude řešeno podobně jako zapojení elektromotorů na bateriové lokomotivě firmy Ferrit. Baterie dodává stejnosměrný proud. Mezi baterii a motory bude potřeba použít frekvenční měnič. Na trhu existuje množství frekvenčních měničů, zde se ale jedná o aplikaci v důlním prostředí, a tak bude potřeba měnič vyvinout a umístit do pevného závěru dle ČSN EN 60079-1 - Výbušné atmosféry - Část 1: Ochrana zařízení pevným závěrem "d".

Původně jsem měl představu, že by se zařízení ovládalo ovládacím panelem, podobným jako na jeřábech. Nepodařilo se mi však nalézt panel s potřebnou certifikací do prostředí ve skupině I kategorii M2. Vzhledem k tomu, že zvedací zařízení bude jezdit po závěsné dráze, bylo by ovládání pouze na skříni nepraktické. Proto navrhuji, aby se použilo dálkové ovládání. Dálkové ovládání se již používá jako doplňkové zařízení na všech lokomotivách a manipulátorech firmy Ferrit. (viz obrázek č. 25)



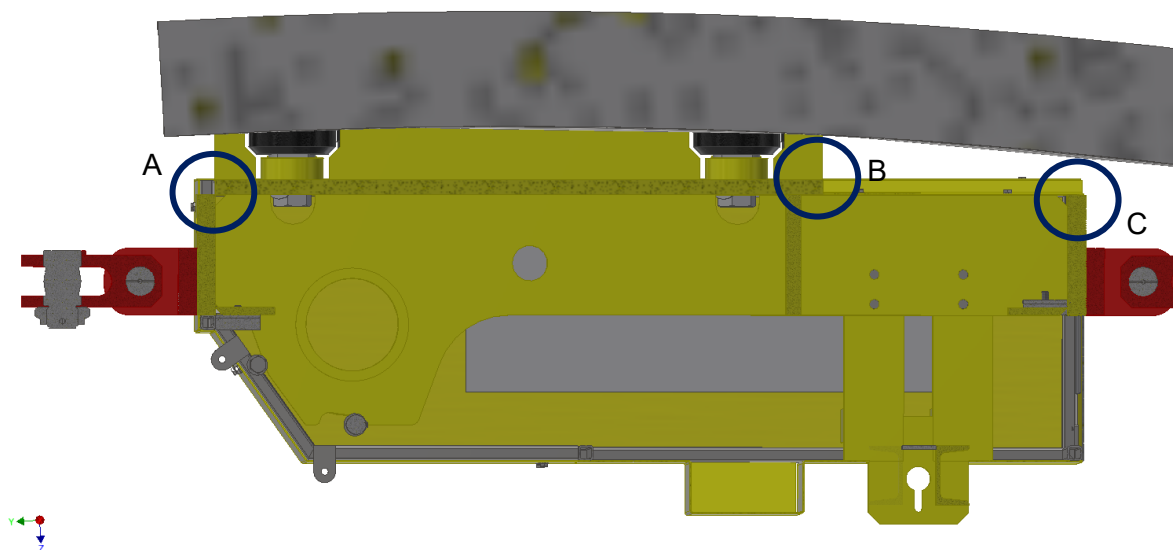
**Obr. 25 Jiskrově bezpečné dálkové ovládání [22]**

Vzhledem k tomu, že při konstrukci zařízení jsem chtěl brát ohled také na vedení kabelů, musel jsem určit jaký bude průřez kabelu do motoru. Jmenovitý proud motoru je 3,1 A. Kabel bude volně uložený. Průřez vodičů by měl být 1 mm<sup>2</sup>. Zvolil jsem kabel 4x1,5 mm<sup>2</sup> označení topflex motor emv 1/1. Tento kabel má schválení pro použití v důlním prostředí. Katalog kabelu uvádím v příloze. Důležité je, že je kabel použitelný i při flexibilním uložení pro teploty -30 až 80°C.

## 6 Průjezd závěsnou dráhou

V zadání je uvedeno, že je nutné, aby zvedací zařízení bylo schopno projet všechny poloměry oblouků závěsné dráhy. Tyto požadavky zahrnují horizontální oblouky o poloměru 4 m a vertikální oblouky o poloměru 8 m. Ověření, zda zařízení bude schopno tyto oblouky projet jsem vytvořil na 3D modelu v programu Autodesk Inventor. Tyto modely mi pomohly ověřit, zda nenastane při průjezdu danými poloměry kolize. Na obrázku č. 26 ukazují výsledný model.

Jako nejhorší se ukázala situace při průjezdu vertikálního konkávního oblouku závěsné dráhy. Tím, že je rám dlouhý a bočnice s nosnými kladkami není přesně uprostřed délky, přechází na jednu stranu. Na obr. č. 23 jsem vyznačil 3 kritická místa, která mají malou vzdálenost hrany rámu od spodní plochy závěsné dráhy. Místo A má vzdálenost 61,7 mm, místo B 61,2 mm a místo C 52,4 mm. Na závěsné dráze vyráběné společností Ferrit jsou spojovací zámky, které jsou vysoké asi 30 mm. Tedy vzdálenost 52,4 mm je dostačující pro průjezd této závěsné dráhy. V Polsku jsou závěsné dráhy s navařeným ozubeným hřebenem na spodní straně I profilu. Nepodařilo se mi zjistit rozměry, a proto nemohu určit, zda je vzdálenost 52,4 mm pro tento typ závěsné dráhy dostačující.



**Obr. 26 Kritická místa při průjezdu vertikálního konkávního oblouku závěsné dráhy**

Při kontrole na průjezd horizontálního oblouku závěsné dráhy jsem nenarazil na problém. Je to díky tomu, že rozteč kladek 600 mm je stále dostačující k projetí horizontálních oblouků závěsné dráhy. Vodicí kladky napomáhají průjezdu obloukem a také pomáhají stabilitě zařízení.

## 7 Výpočty

ČSN ISO 4301/1 udává klasifikace jeřábových mechanismů. Rozhodl jsem se mechanismus zařadit do třídy využívání T4. To znamená celkovou dobu využívání 3 200 hod a jedná se o pravidelné lehké zatěžování. Součinitel spektra zatížení jsem určil dle tabulky 5 v té normě. Zvolil jsem stav zatěžování lehký L1 se jmenovitým součinitelem spektra zatížení  $K_m=0,125$ . Pomocí těchto faktorů jsem zařadil kladkostroj do třídy využívání mechanismu M3.

Na základě určení třídy mechanismu jsem vybral řetěz kladkostroje. Zvolil jsem řetěz 13x36 T DIN 5684-3. Tento řetěz je vyhovující pro danou třídu zdvihacího mechanismu a zatížení 4000 kg. Hodnota bezpečnosti je 5. Řetězy typu T jsou vhodné pro ruční a nízko otáčkové kladkostroje. Navrhovaný kladkostroj bude nízko otáčkový, a proto je tento řetěz typu T použitelný. Tyto řetězy se také používají na jiných zvedacích zařízeních. Na zdvih 6 m bude potřeba 13 m řetězu. Parametry řetězu jsou uvedeny v příloze.

Dle ČSN 01 4805 je možné vyrábět řetězová kola se 4-20 zuby. Tuto normu uvádím pouze informativně protože kolo, které jsem použil bylo již navrženo, a ne podle této normy. Na více zvedacích zařízeních se osvědčila řetězová kola s pěti zuby, a proto volím stejný počet zubů i pro svůj návrh. Kolo má tedy 5 zubů a 5 dutin. To znamená, že při jednom otočení kola se řetěz posune o 10 článků což je 360 mm. Vzhledem k tomu, že se tato kola používají i na jiných zařízeních firmy bude použito stejné kolo jen s úpravou pro daný typ pohonu.

Volím hák označení KHSW 13. Tento hák má nosnost 6700 kg. Je vybaven spojovacím čepem a bezpečnostní pojistkou. Bezpečnostní pojistka zapadá do špičky háku což zabezpečuje ochranu před vyklouznutím zavěšeného břemene. Hák je vyráběn podle normy ČSN EN 1677-2. Parametry háku jsou v příloze.



Obr. 27 Hák [7]

### Výpočet motorů kladkostroje

Volím rychlost zvedání  $2,6 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$  což je  $0,0433 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  Hmotnost břemene je 4000 kg. Hmotnost kladnice je 20 kg a hmotnost 1 m řetězu je 3,8 kg.

Celková hmotnost břemene

$$m_c = m_b + m_{\text{ř}} \cdot h' + m_k = 4\,000 + 3,8 \cdot 6,5 + 20 = 4\,045 \text{ kg} \quad (1)$$

Tíhová síla

$$F_g = m_c \cdot g = 4\,045 \cdot 9,81 = 39\,681,5 \text{ N} \quad (2)$$

Potřebný výkon pro zvedání bez uvažování ztrát

$$P_1 = F_g \cdot \frac{v}{60} = 39\,681,5 \cdot \frac{2,6}{60} = 1\,719 \text{ W} \quad (3)$$

Odhaduji ztráty v převodovkách a řetězovém převodu na účinnost 0,85. Výkon zvýšený o ztrátu je:

$$P_c = \frac{P_1}{\eta} = \frac{1\,719}{0,85} = 2\,023 \text{ W} \quad (4)$$

Kde:	$m_c$ ...celková hmotnost břemene	[kg]
	$m_b$ ...hmotnost břemene	[kg]
	$m_{\text{ř}}$ ...hmotnost 1 metru řetězu	[kg]
	$h'$ ...délka řetězu h+0,5 metru	[m]
	$m_k$ ...hmotnost kladnice	[kg]
	$P_1$ ...výkon bez ztrát	[W]
	$F_g$ ...tíhová síla	[N]
	$v$ ...rychlost zdvihu	[m.min <sup>-1</sup> ]
	$g$ ...gravitační zrychlení	[m.s <sup>-2</sup> ]
	$P_c$ ...Výkon se ztrátami	[W]
	$\eta$ ...odhadovaná účinnost	[-]

Volím řešení s dvěma motory, kdy budou mít oba výkon 1,1 kW a otáčky  $690 \text{ min}^{-1}$ . Dle uvedených výpočtů jsem zvolil elektromotor označení AKM100L08. Rozhodl jsem se použít motor výrobce Siemens. Rozhodl jsem se pro tohoto výrobce proto, že některé z nevýbušných motorů se již používají na jiných strojích. Nepodařilo se mi získat 3D model motoru, a tak jsem vytvořil model dle rozměrů uvedených v katalogu. Vybraný motor má parametry uvedené v katalogu v příloze. Zvolil jsem motor v konstrukci patko přírubové a třídy účinnosti IE2. Třída IE2 je vhodná pro

napájení z frekvenčního měniče. Napájecí napětí je 400 V a frekvence 50 Hz. Stupeň ochrany je IP54.

Dovolená teplota okolí je od -20 do +40°C. Motor má certifikaci  I M2 Ex d I Mb.

### Volba dalších komponent

Otáčky na hnaném řetězovém kole musí být

$$n_h = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{2 \cdot v}{2\pi R_1} = \frac{2 \cdot v}{o} = \frac{2 \cdot 2,6}{0,36} = 14,44 \text{ min}^{-1} \quad (5)$$

Potřebný zvedací moment

$$M_n = \frac{F_g \cdot R_1}{2 \cdot \eta} = \frac{4\,045 \cdot 39\,681,5 \cdot 0,0573}{2 \cdot 0,85} = 1\,335 \text{ Nm} \quad (6)$$

Potřebný převodový poměr

$$i_p = \frac{n_m}{n_r} = \frac{690}{14,44} = 49,92 \quad (7)$$

Volím převodovku Simogear SIMOGEAR KF79-K2-(100) s převodovým poměrem  $i=49,31$

Účinnost převodovky je 0,96. Parametry převodovky jsou v příloze.

Výsledná rychlost zvedání


$$v_s = \frac{\omega \cdot R_1}{2i} = \frac{n_m \cdot 2\pi \cdot R_1}{2i} = \frac{n_m \cdot o}{2i} = \frac{690 \cdot 0,36}{49,31 \cdot 2} = 2,52 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (8)$$

Výsledný moment

$$M_v = M_m \cdot i = 15,2 \cdot 49,31 = 750 \text{ Nm} \quad (9)$$

Kde:	$n_h$ ...Otáčky hnaného řetězového kola	[min <sup>-1</sup> ]
	$\omega$ ...úhlová rychlost	[rad.min <sup>-1</sup> ]
	$v$ ...rychlost zdvihu	[m.min <sup>-1</sup> ]
	$R_1$ ...poloměr roztečné kružnice řetězového kola	[m]
	$o$ ...obvod roztečné kružnice	[m]
	$M_n$ ...potřebný zvedací moment	[min <sup>-1</sup> ]
	$\eta$ ...odhadovaná účinnost	[-]
	$F_g$ ...tíhová síla	[N]
	$n_m$ ...otáčky motoru	[min <sup>-1</sup> ]

$i_p$ ...Převodový poměr návrhový	[-]
$v_s$ ...výsledná rychlost zdvihu	[m.min <sup>-1</sup> ]
$M_v$ ...moment výsledný	[Nm]
$M_m$ ...moment motoru	[Nm]
$i$ ...Převodový poměr převodovky	[-]

Jak jsem již uvedl dříve volil jsem brzdu v nevybušném provedení označení IEC100. Brzda má certifikaci  I M2 Ex db Mb. Jedná se o kotoučovou brzdu s pružinami v pevném závěru, která je patentově chráněná. Vyrábí se také v provedení s ruční pákou na uvolnění v případě výpadku elektrické energie. Zvažoval jsem, zda tuto možnost využít ale nakonec jsem se rozhodl pro brzdu bez této páky, kvůli velkým rozměrům páky. Pro použití brzdy s touto pákou by zařízení přesáhlo dovolený rozměr 400 mm od osy profilu závěsné dráhy. Brzda mnou zvolená má parametry uvedené v příloze. Dovolená teplota okolí je -50 až +55°C. Brzdňý moment volím 40 Nm.

Volil jsem kluznou spojku zabudovanou do adaptéru převodovky. Pro tuto variantu jsem se rozhodl proto, že jsem chtěl, aby byla spojka chráněna před znečištěním. Moment prokluzu se nastavuje utažením matice. Moment prokluzu se volí 1,4 až 1,6 násobek momentu motoru.

$$M_p = M_m \cdot 1,4 = 22 \text{ Nm} \quad (10)$$

Kde:  $M_p$ ...Moment prokluzu [Nm]

$M_m$ ...Moment motoru [Nm]

### Kontrola motoru na přetížení během rozběhu

Pohon musí při rozběhu překonat statický a dynamický moment zátěže. Standartně by se tento stav řešil redukcí všech setrvačných hmot, na hřídel motoru. Jelikož však mám 2 motory spojené jedním řetězovým kolem, tedy pevnou vazbou udělám redukcí na toto řetězové kolo. Parametry všech komponent jsou v tabulce. Jelikož je uvádím zde, tak je již neuvedu za rovnicemi.

**Tabulka 4 Momenty setrvačnosti komponent**

Moment setrvačnosti spojky $J_{sp}$	0,011644 kgm <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti motoru $J_m$	0,0098 kgm <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti převodovky $J_p$	0,00021 kgm <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti řetězového kola $J_{k1}$	0,009706 kgm <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti kladky $J_{k2}$	0,002483 kgm <sup>2</sup>
Hmotnost kladky $m_{k2}$	1,654 kg

Redukovaný moment setrvačnosti obou motorů na řetězové kolo

$$J_{red} = 2 \cdot \left( (J_m + J_{sp} + J_p) \cdot i_p^2 \right) \cdot \eta_p \quad (11)$$

$$J_{red} = 2 \cdot ((0,0098 + 0,0116 + 0,00021) \cdot 49,31^2) \cdot 0,96 = 100,9 \text{ kgm}^2$$

Kde:  $\eta_p$ ...účinnost převodovky [-]

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot na řetězové kolo

$$J_{redp} = \frac{m_c \cdot v_s^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot n_h^2 \cdot \eta_p} = \frac{4045 \cdot 2,52^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 14,44^2 \cdot 0,9} = 3,47 \text{ kgm}^2 \quad (12)$$

Kde:  $n_h$ ...Otáčky hnaného řetězového kola [ $\text{min}^{-1}$ ]

$m_c$ ...celková hmotnost břemene [kg]

$v_s$ ...výsledná rychlost zdvihu [ $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$ ]

$\eta_p$ ...účinnost převodovky [-]

Celkový moment setrvačnosti na řetězovém kole

$$J_c = J_{k1} + J_{red} + J_{redp} = 0,0097 + 100,9 + 3,47 = 104,4 \text{ kgm}^2 \quad (13)$$

Zrychlení zvedání není určeno v zadání, nicméně rychlost zvedání je nízká, a proto volím dobu rozběhu 1 s. Většinou je zrychlení zadáno a vypočítává se doba rozběhu. V tomto případě to však není zadáno.

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_r} = \frac{\pi \cdot n_h}{30 \cdot t_r} = \frac{\pi \cdot 14,44}{30 \cdot 1} = 1,51 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (14)$$

Dynamický moment na řetězovém kole je

$$M_d = J_c \cdot \varepsilon = 104,4 \cdot 1,51 = 157,6 \text{ Nm} \quad (15)$$

Kde:  $n_h$ ...Otáčky hnaného řetězového kola [ $\text{min}^{-1}$ ]

$t_r$ ...doba rozběhu [s]

$\varepsilon$ ...úhlové zrychlení [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$ ]

$J_c$ ... Celkový moment setrvačnosti na řetězovém kole [ $\text{kgm}^2$ ]

Rozběhový moment přepočtený na řetězové kolo

$$M_{rm} = 1,8 \cdot M_m \cdot i \cdot \eta_p \cdot 2 = 1,8 \cdot 15,2 \cdot 49,31 \cdot 0,96 \cdot 2 = 2589,8 \text{ Nm} \quad (16)$$



Statický moment zátěže je stejný jako potřebný zvedací moment tedy  $M_n = 1\,335\text{ Nm}$ .

Celkový moment zátěže při rozběhu

$$M_{cr} = M_n + M_d = 1335 + 157,6 = 1442,6\text{ Nm} \quad (17)$$

Kde:  $M_n$ ...Potřebný moment na zvedání [Nm]

$M_d$ ...dynamický moment [Nm]

Musí platit

$$M_{rm} > M_{cr} \quad (18)$$

$$2589,8 > 1442,6\text{ Nm}$$

Kde:  $M_{rm}$ ... Rozběhový moment motoru přepočtený na řetězové kolo [Nm]

$M_{cr}$  ... Celkový moment zátěže při rozběhu [Nm]

Tato podmínka byla splněna, motor vyhovuje.

### Výpočet řetězového kola

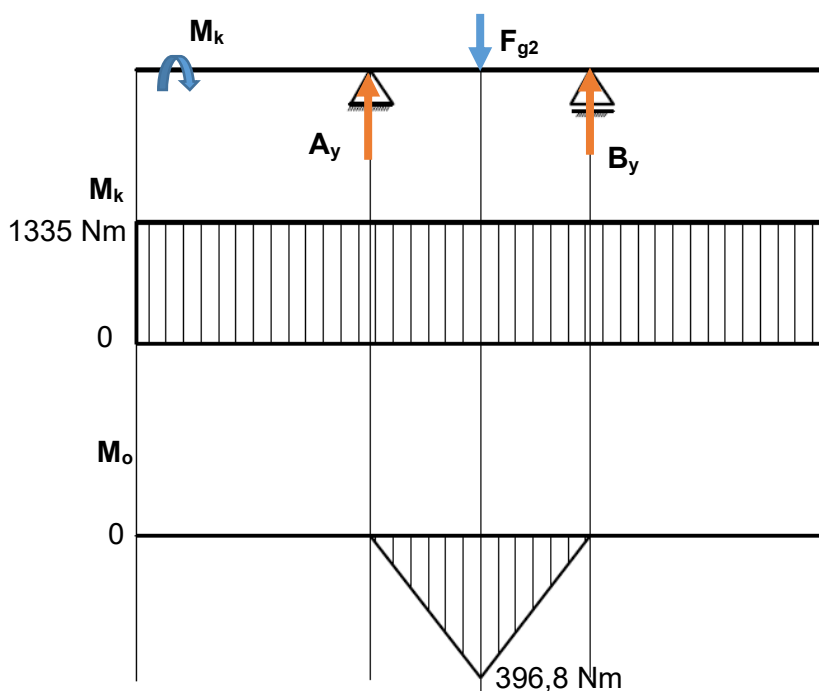
Řetězové kolo je zatíženo jak krouticím, tak ohybovým momentem. Ze stran do něj vstupují hřídele z převodovek a uprostřed je zatížen silou z řetězu. Situaci zobrazují na obrázku č.28. Kritickým průřezem je místo s největším ohybovým momentem což je přímo uprostřed řetězového kola mezi ložisky. Zatěžovaný průřez má složitý tvar, proto jsem se rozhodl jej nahradit mezikružím o průměrech 66 a 40 mm.

Reakce v ložiskách

$$A_y = B_y = \frac{F_{g2}}{2} = \frac{F_g}{4} = \frac{39\,681,5}{4} = 9\,920,4\text{ N} \quad (19)$$

Ohybový moment

$$M_o = A_y \cdot a_1 = 9\,920,4 \cdot 0,04 = 396,8\text{ Nm} \quad (20)$$



Obr. 28 Průběh momentů

Kde:	$A_y$ ...reakce v ložisku A	[N]
	$B_y$ ... reakce v ložisku B	[N]
	$F_g$ ...Tíhová síla	[N]
	$M_o$ ...ohybový moment	[Nm]
	$a_1$ ... vzdálenost zatěžující síly od středu ložiska	[N]

Kritický průřez je namáhán jak krouticím, tak ohybovým momentem

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_n}{\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D}} = \frac{1\,335}{\frac{\pi \cdot (66^4 - 40^4)}{16 \cdot 66}} = 27,33 \text{ MPa} \quad (21)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}} = \frac{396,8}{\frac{\pi \cdot (66^4 - 40^4)}{16 \cdot 66}} = 16,25 \text{ MPa} \quad (22)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{16,25^2 + 4 \cdot 27,33^2} = 57 \text{ MPa} \quad (23)$$

Materiál řetězového kola volím ocel 11 500.0. Tato ocel má mez kluzu 275 MPa.

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{275}{57} = 4,82 \quad (24)$$

Kde:	$\tau_k$ ...napětí v krutu	[MPa]
	$\sigma_o$ ...napětí v ohybu	[MPa]
	$M_k$ ...krouticí moment	[Nm]
	$M_o$ ...ohybový moment	[Nm]
	$W_k$ ...průřezový modul v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
	$W_o$ ...průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
	$D$ ... velký průměr průřezu řetězového kola	[mm]
	$d$ ... malý průměr průřezu řetězového kola	[mm]

Výsledná bezpečnost je vysoká. Nicméně je třeba si uvědomit, že se jedná o klíčovou součást zvedacího zařízení, která bude namáhána také dynamicky. Vzhledem k tomu, že řetěz má bezpečnost 5, kotvení řetězu 4, tak se domnívám, že je bezpečnost adekvátní.

### Výpočet pera na výstupní hřídeli převodovky

Výstupní hřídel převodovky má průměr 50 mm. Výrobce ho standartně vybavuje perem 14x9x80 DIN 6885. Výpočet provádím jen pro kontrolu.

$$F_p = \frac{1000 \cdot \frac{M_n}{2}}{\frac{d_1}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1000 \cdot \frac{1335}{2}}{\frac{50}{2} + \frac{3,5}{2}} = 24\,953\,N \quad (25)$$

$$p_p = \frac{F_p}{l_1 \cdot t_1} < p_d \quad (26)$$

$$p_p = \frac{24\,953}{66 \cdot 3,5} = 108\,MPa < 150\,MPa \quad (27)$$

Kde:	$F_p$ ...síla na pero	[N]
	$d_1$ ... průměr výstupního hřídele převodovky	[mm]
	$t_1$ ...hloubka drážky v náboji	[mm]
	$p_p$ ...tlak na pero	[MPa]
	$p_d$ ...Dovolený tlak na pero	[MPa]
	$l_1$ ...účinná délka pera	[mm]
	$M_n$ ... Potřebný moment na zvedání	[Nm]

Toto pero vyhovuje danému zatížení.

## Výpočet ložisek

Pro výpočet ložisek jsem počítal se zatížením z řetězu. Jak jsem již popsal v návrhu, rozhodl jsem se volit ložiska s větším vnějším průměrem, než má řetězové kolo. Zvolený typ ložisek je tedy: 6016-2Z od firmy ZKL. Parametry ložiska jsou uvedeny v příloze. Hodnoty životnosti ložisek jsou značně vysoké. Je to způsobeno konstrukčním uspořádáním. To je ale výhodné pro montáž, a proto zůstanu u použití těchto ložisek.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{C}{A_y}\right)^p = \left(\frac{47\,500}{9\,920,4}\right)^3 = 113,5 \text{ mil} \quad (28)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n_h} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 14,44} \cdot 113,5 = 131\,025 \text{ hod} \quad (29)$$

Kde:	$L_{10}$ ...trvanlivost ložiska	[mil.ot]
	$C$ ...základní dynamická únosnost	[N]
	$P$ ...ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
	$A_y$ ...reakce v ložisku A	[N]
	$p$ ...exponent rovnice trvanlivosti	[-]
	$L_{10h}$ ...trvanlivost ložiska v hodinách	[h]
	$n_h$ ...otáčky řetězového kola	[min <sup>-1</sup> ]

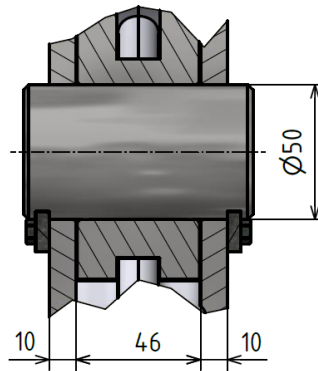
## Výpočty kladnice

Výpočet čepu kladnice. Čep kladnice je součást, kterou určuje šířka řetězového kola na něm se otáčejícím. Toto kolo má šířku 45 mm. Přičemž předpokládám mezeru od stěn 1 mm. Dle schématu na obrázku č. 29 je tedy rozměr  $a_2=46$  mm. Rozměr bočnic jsem zvolil  $b_2=10$  mm. Průměr čepu kladnice  $d_{ck}$  jsem volil 50 mm. Čep kladnice je zatížen pouze silou  $F_{mb}$  což je síla vyvozená pouze břemenem.

$$F_{mb} = m_b \cdot g = 4000 \cdot 9,81 = 39\,240 \text{ N} \quad (30)$$

Kontrola na smyk

$$\tau_1 = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_{mb} \cdot 4}{\pi \cdot d^2} = \frac{16}{3} \cdot \frac{39\,240}{\pi \cdot 50^2} = 26,6 \text{ MPa} \quad (31)$$



Obr. 29 Schéma čepu kladnice

Kontrola na ohyb

$$\sigma_1 = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_{mb}}{2} \cdot \left(\frac{b_2}{2} + \frac{a_2}{2}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{ck}^3} = \frac{\frac{39\,240}{2} \cdot \left(\frac{10}{2} + \frac{46}{4}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot 50^3} = 44,76 \text{ MPa} \quad (32)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_1^2 + 4 \cdot \tau_1^2} = \sqrt{44,76^2 + 4 \cdot 26,6^2} = 69,53 \text{ MPa} \quad (33)$$

Bezpečnost k mezi kluzu materiálu 11600.0

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red1}} = \frac{295}{69,53} = 4,24 \quad (34)$$

Kde:	$\sigma_1$ ...ohybové napětí čepu kladnice	[MPa]
	$\tau_1$ ...smykové napětí čepu kladnice	[MPa]
	$a_2$ ... délka čepu mezi bočnicemi	[mm]
	$b_2$ ...tloušťka bočnice	[mm]
	$F_{mb}$ ...tíhová síla břemene	[N]
	$M_o$ ...ohybový moment	[MPa]
	$W_o$ ...průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
	$\sigma_{red1}$ ...redukované napětí	[MPa]
	$d_{ck}$ ...průměr čepu kladnice	[mm]

Tloušťku bočnice v místě styku čepu a bočnice jsem volil 10 mm. Zkontroluji, zda tato tloušťka vyhovuje na otláčení.

$$p_t = \frac{F_{mb}}{2 \cdot b_2 \cdot d_{ck}} \leq p_{dov} \quad (35)$$

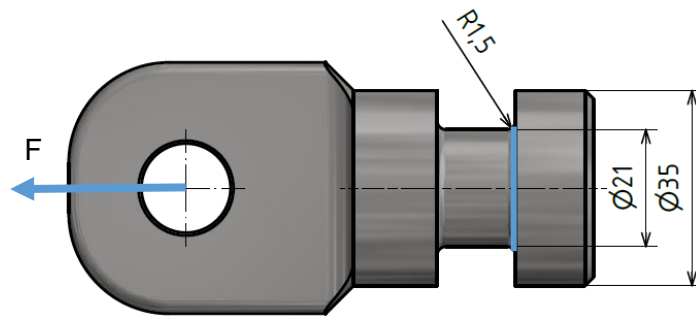
$$\frac{39\,240}{2 \cdot 10 \cdot 50} = 43,6 \text{ MPa} \leq 50 \text{ MPa}$$

Kde:	$p_t$ ...otlačení bočnice	[MPa]
	$F_{mb}$ ... tíhová síla břemene	[mm]
	$b_2$ ...tloušťka bočnice	[mm]
	$d_{ck}$ ...průměr čepu kladnice	[mm]
	$p_{dov}$ ...dovolené napětí v otlačení	[MPa]

Výpočet spojovacího článku háku a kladnice

$$\sigma_s = \frac{F}{S} \cdot \alpha' = \frac{4F_{mb}}{\pi \cdot d_s^2} \cdot \alpha' = \frac{4 \cdot 39\,240}{\pi \cdot 21^2} \cdot 2 = 226,4 \text{ MPa} \quad (36)$$

V místě kritického průřezu je přechod průměrů. Na obrázku č. 30 je vyznačen modře. Použil jsem zaoblení o poloměru 1,5 mm. Tvarový součinitel alfa z tabulek je pro daný typ přechodu a tahové zatížení 2. [3] Tím pádem se napětí v tomto místě zvětší.



**Obr. 30 Spojovací článek háku a kladnice**

Materiál spojovacího článku háku a kladnice volím ocel 15 142.6, která má mez kluzu  $Re=539$  MPa. Bezpečnost spojovacího článku tedy je:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma'_s} = \frac{539}{226,4} = 2,38 \quad (37)$$

Kde:	$\sigma'_s$ ...napětí v tahu spojovacího článku	[MPa]
	$F_{mb}$ ... tíhová síla břemene	[N]
	$d_s$ ...průměr spojovacího článku	[mm]
	$\alpha'$ ...tvarový součinitel	[-]

Čep zavěšení musí mít čtyř násobnou bezpečnost. Vzhledem k rámu je umístění čepu na obrázku č. 31.

Kontrola na smyk

$$\tau_2 = \frac{4}{3} \cdot \frac{\frac{F_{mb}}{2} \cdot 4}{\pi \cdot d_{cz}^2} = \frac{16}{3} \cdot \frac{39\,240}{\pi \cdot 48^2} = 14,46 \text{ MPa} \quad (38)$$

Kontrola na ohyb

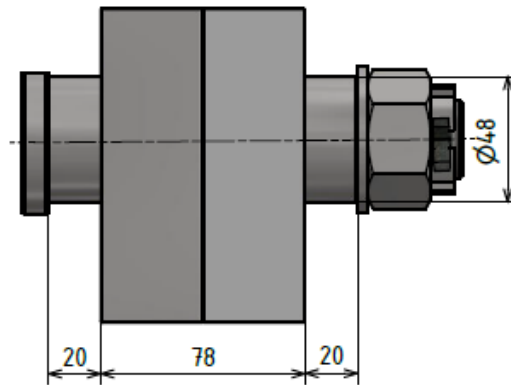
$$\sigma_2 = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_{mb}}{4} \cdot \left(\frac{b_3}{2} + \frac{a_3}{2}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{cz}^3} = \frac{\frac{39\,240}{4} \cdot \left(\frac{20}{2} + \frac{78}{4}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot 48^3} = 26,65 \text{ MPa} \quad (39)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_2^2 + 4 \cdot \tau_2^2} = \sqrt{26,65^2 + 4 \cdot 14,46^2} = 39,3 \text{ MPa} \quad (40)$$

Bezpečnost

$$k \leq \frac{R_e}{\sigma_{red2}} = \frac{295}{39,3} = 7,5 \quad (41)$$



Obr. 31 Čep zavěšení

Kde:	$\sigma_2$ ...ohybové napětí čepu zavěšení	[MPa]
	$\tau_2$ ...smykové napětí čepu zavěšení	[MPa]
	$a_3$ ... délka čepu zavěšení mezi bočnicemi	[mm]
	$b_3$ ...tloušťka bočnice zavěšení	[mm]
	$F_{mb}$ ...tíhová síla břemene	[N]
	$M_o$ ...ohybový moment	[MPa]
	$W_o$ ...průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]

$\sigma_{red2}$ ...redukované napětí

[MPa]

 $d_{cz}$ ...průměr čepu zavěšení

[mm]

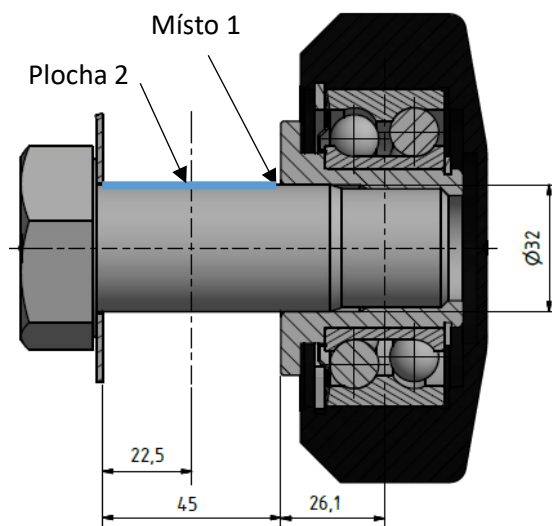
### Výpočet pojezdových kladek

Pojezdové kladky jsem se rozhodl použít stejné jako na jiných strojích. Musím je ovšem zkontrolovat, zda budou vyhovovat použití na mém zvedacím zařízení. Předpokládám jak zatížení od břemene, tak i od tíhy celého zařízení. To váží 650 kg. Obrázek kladky ukazuje, jak vypadá čep kladky. Předpokládám působení síly uprostřed ložiska.

Jak je vidět na obrázku č. 33 síla od břemene se rozloží na 2 závěsy. Ty ji přenesou na válečky s pojezdovými kladkami. V návrhu předpokládám použití 4 kladek tedy 2 dvojic. Jelikož rozložení zatížení není rovnoměrné, budu předpokládat, že nosná bude jen 1 dvojice. Kvůli tomu, že šikmina I profilu má sklon  $8^\circ$ , se síla v závěsu rozloží do dvou směrů. Jedna síla působí kolmo na osu čepu. Druhá síla je zachytávána bočnicemi. Čím větší je úhel šikminy tím větší síla je zachytávána bočnicemi.

Zatěžující síla

$$F_{gk} = F_g + m_z \cdot g = 39\,682 + 650 \cdot 9,81 = 46\,107 \text{ N} \quad (42)$$



Obr. 32

Síla rozložená do 2 závěsů

$$F_{g1} = \frac{F_{gk}}{2} = \frac{46\,107}{2} = 23\,053,5 \text{ N} \quad (43)$$



Rozklad sil z trojúhelníku na sílu kolmou k ose čepu a sílu zachycenou v bočnici, počítáno pro 1 kladku.

$$F_{g1x} = \sin \beta \cdot F_{g1} = \sin 8^\circ \cdot 23\,053,5 = 3\,208,4 \text{ N} \quad (44)$$

$$F_{g1y} = \cos \beta \cdot F_{g1} = \cos 8^\circ \cdot 23\,053,5 = 22\,829 \text{ N} \quad (45)$$

Kde:	$F_{gk}$ ...celková síla včetně zatížení od tíhy zařízení	[N]
	$F_g$ ... tíhová síla břemene	[N]
	$m_z$ ...hmotnost zvedacího zařízení	[kg]
	$g$ ...tíhové zrychlení	[m.s <sup>-2</sup> ]
	$F_{g1}$ ... Síla v závěsu	[N]
	$F_{g1x}$ ... Složka $F_{g1}$ zachycená závěsem	[N]
	$F_{g1y}$ ...Složka $F_{g1}$ přenášená čepem	[N]
	$\beta$ ... úhel sklonu I profilu	[N]

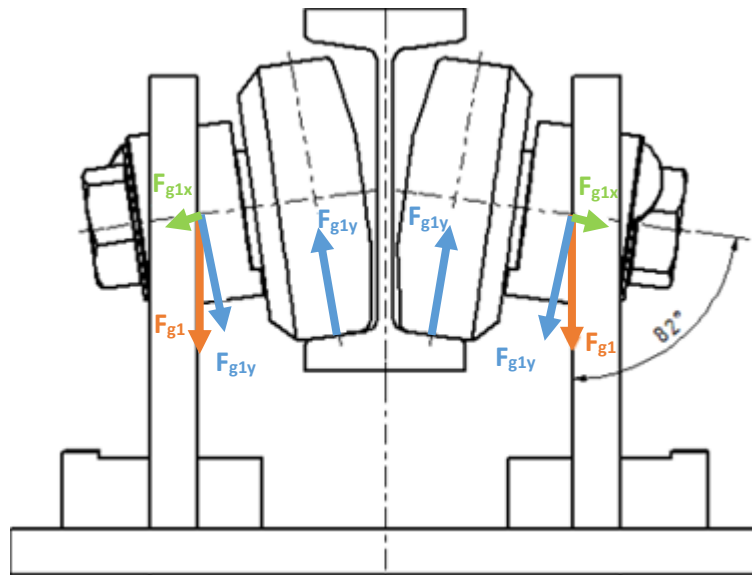
Výpočet čepu na ohyb v místě 1

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{595\,841}{3\,217} = 185 \text{ MPa} \quad (46)$$

$$M_o = F_{g1y} \cdot x = 22\,829 \cdot 26,1 = 595\,841 \text{ Nmm} \quad (47)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_k^3}{32} = \frac{\pi \cdot 32^3}{32} = 3\,217 \text{ mm}^3 \quad (48)$$

Kde:	$\sigma_o$ ...ohybové napětí	[MPa]
	$M_o$ ... ohybový moment	[Nm]
	$W_o$ ...modul průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
	$F_{g1y}$ ...síla přenášená čepem	[N]
	$x$ ... rameno síly	[mm]
	$d_k$ ...průměr čepu pojezdové kladky	[mm]



Obr. 33 Rozklad sil na pojezdových kladkách

Materiál čepu je ocel 11 600.0 o mezi kluzu  $Re=295$  MPa.

$$k = \frac{Re}{\sigma_o} = \frac{295}{185} = 1,59 \quad (49)$$

Otlačení čepu ve válečku na ploše 2

Určení zatěžující síly

$$R = \frac{F_{g1y} \cdot x \cdot 3}{l_{\zeta}} = \frac{22\,829 \cdot 26,1 \cdot 3}{45} = 39\,722,5 \text{ N} \quad (50)$$

Dovolený tlak volím 100 MPa. Otlačení válečku je:

$$p = \frac{R}{\frac{l_{\zeta} \cdot d_{\zeta}}{2}} = \frac{39\,722,5}{\frac{45 \cdot 32}{2}} = 55,2 \text{ MPa} < p_{dov} \quad (51)$$

Kde:	$k$ ...bezpečnost	[-]
	$Re$ ... mez kluzu materiálu	[MPa]
	$\sigma_o$ ...ohybové napětí	[MPa]
	$R$ ...Síla mezi čepem a válečkem	[N]
	$F_{g1y}$ ... síla přenášená čepem	[N]
	$x$ ... rameno síly	[mm]
	$l_{\zeta}$ ...délka čepu ve válečku	[mm]
	$p_o$ ... napětí v otlačení	[MPa]

$d_k$ ... průměr čepu pojezdové kladky	[mm]
$p_{dov}$ ... dovolený tlak	[MPa]

Bezpečnost 1,59 je za předpokladu použití standartních kladek dostatečná. Nicméně je možné, že pro použití v některých zemích bude muset být bezpečnost vyšší.

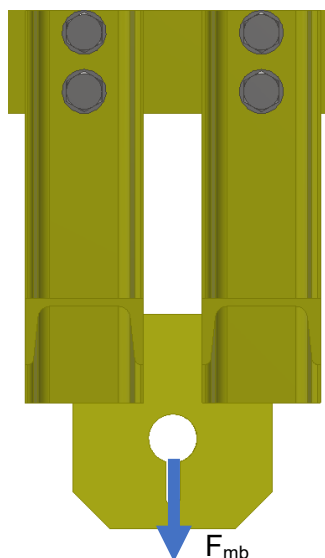
### Výpočet šroubů na připevnění pomocného rámu

Pomocný rám je k vozíku připevněn pomocí šroubů. Jak jsem již popsal, bude na pomocný rám někdy zavěšen kontejner. Tedy lze říci, že tento šroubový spoj musí přenést zatížení od kontejneru. Jedná se o spoj s neprůchozím zašroubovaným šroubem s hlavou. Situaci dokumentuje obrázek č. 34. Zatěžující silou je síla  $F_{mg}$ .

Volím součinitel proti prokluzu 1,3, součinitel tření  $f$  je 0,15

$$F_0 = \frac{F_{mg}}{f_0} \cdot k = \frac{39\,240}{0,15} \cdot 1,3 = 340\,080\,N \quad (52)$$

Kde:	$F_0$ ...normálová síla	[N]
	$F_{mb}$ ... Tíhová síla břemene	[N]
	$f_0$ ...součinitel tření	[-]
	$k'$ ...součinitel proti prokluzu	[-]



Obr. 34 Zatížení šroubů

Budu používat 8 šroubů označení 10.9. To znamená, že jejich mez kluzu je 900 MPa a mez pevnosti 1000 MPa. Bezpečnost spojení volím 2.

Návrhový výpočet velikosti

$$d'_3 = 2 \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot F_0 \cdot k}{Re \cdot \pi \cdot i_s}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{1,3 \cdot 340\,080 \cdot 2}{900 \cdot \pi \cdot 8}} = 12,505 \text{ mm} \quad (53)$$

Kde:  $F_0$ ...normálová síla [N]

$\beta$ ... součinitel zohledňující napětí v krutu [N]

$k$ ...bezpečnost spoje [-]

$Re$ ... mez kluzu šroubu 10.9 [N]

$i_s$ ... počet šroubů [-]

Volím 8 šroubů M16. Parametry šroubu M16 jsou uvedeny v tabulce. Pod hlavy šroubů použiji podložky. Další parametry šroubů jsem vypočetl. Součinitel tření v závitech volím  $f_z$  0,15.

**Tabulka 5 Vlastnosti šroubu M16**

Malý Průměr $d_3$	13,546 mm
Střední Průměr $d_2$	14,701 mm
Jmenovitý Průměr $d_j$	16 mm
Stoupání závitu $P_j$	2 mm
Rozměr pro klíč $s$	24 mm
Průměr díry podložky $d_p$	17 mm

$$\psi = \frac{p_j}{\pi \cdot d_2} = \frac{2}{\pi \cdot 14,701} = 2,48^\circ \quad (54)$$

$$\varphi' = \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} = 9,92^\circ \quad (55)$$

$$F_{0min} = \frac{F_o}{i_s} = \frac{340\,080}{8} = 42\,510 \text{ N} \quad (56)$$

$$D_{tš} = \frac{s + d_p}{2} = \frac{24 + 17}{2} = 20,5 \text{ mm} \quad (57)$$

Minimální utahovací moment šroubu

$$M_{umin} = F_{omin} \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_{omin} \cdot \frac{D_{tš}}{2} \cdot f \quad (58)$$

$$M_{umin} = 42\,510 \cdot tg(2,48 + 9,92) \cdot \frac{14,701}{2} + 42\,510 \cdot \frac{20,5}{2} \cdot 0,15$$

$$M_{umin} = 68\,730 + 65\,359\,Nmm = 134\,089\,Nmm$$

Kde:	$\psi$ ...úhel stoupání závitu	[°]
	$\varphi'$ ... třecí úhel	[°]
	$f_z$ ...součinitel tření v závitech	[-]
	$D_{tš}$ ... třecí průměr	[mm]
	$F_{0min}$ ...minimální síla	[N]
	$M_{umin}$ ...minimální utahovací moment	[Nm]
	$f$ ...součinitel tření pod maticí	[-]

Utahovací moment na šroubu volím 150 Nm. Maximální dovolený utahovací moment na šroubech M16 pevnostní třídy 10.9 je 307 Nm.

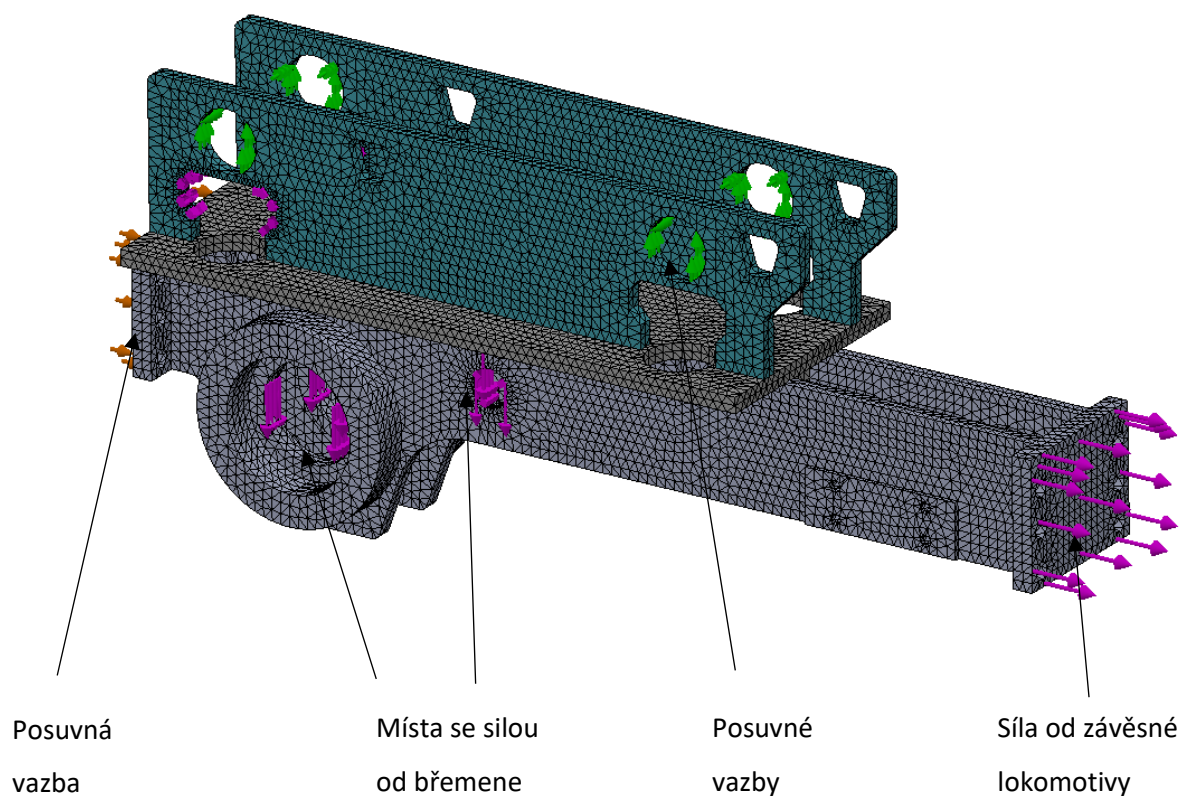
## 8 MKP analýzy

Při návrhu celého zařízení jsem používal MKP analýzy. Především jsem si jimi chtěl ověřit, zda navrhované díly přenesou zatížení na ně vynaložené. Hlavním nosným prvkem celého zařízení je svařovaný rám, který musí přenést jak zatížení 165 kN ze závěsné lokomotivy, tak zatížení od břemene. Všechny simulace jsem prováděl v softwaru Solidworks Simulation 2018.

### MKP analýza svařovaného rámu

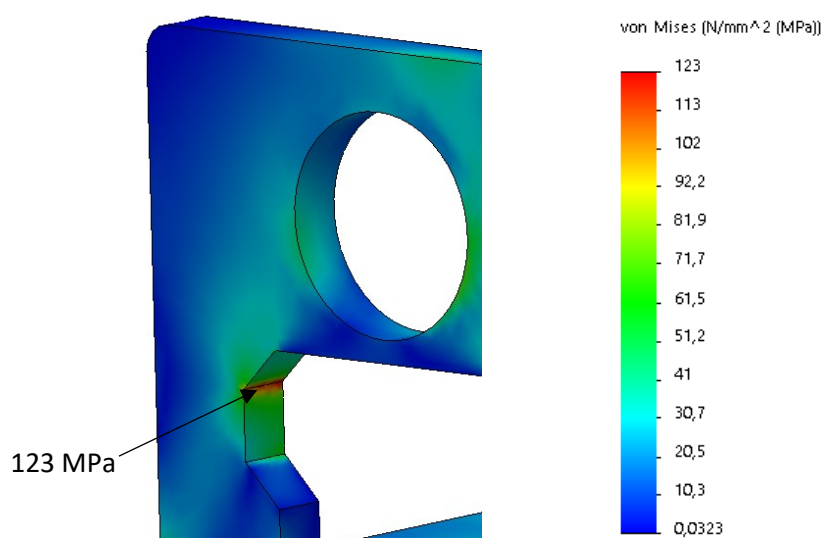
Svařovaný rám jsem upravil tak, že jsem z něj odstranil některé díry a také prvky, které by komplikovaly výpočet. Síť jsem volil čtyřstěny s velikostí prvku 12 mm. Jelikož jsem provedl více simulací ukazuji pouze finální verzi. V té jsem se rozhodl vytvořit zjemnění sítě na určitých místech na prvky o velikosti 5 mm. Bylo vytvořeno 186 000 uzlů a 111 000 elementů. Zjemnění sítě jsem volil v místě díry pro čep a také na plochách vybrání na levé straně závěsu. Tato místa jsem vybral proto, že se v nich v dřívějších simulacích ukazovaly špičky napětí.

Zatížení bylo dané v zadání a byla to síla velikosti 165 000 N. Tu jsem umístil na jeden konec rámu na plochu pro připevnění spojovacích ok. Na plochu na opačné straně jsem umístil posuvnou vazbu, která odebírala stupeň volnosti ve směru zatěžující síly. Dále jsem vytvořil 2 síly, kterými zatěžuje rám břemeno. Ty jsou obě stejné a mají velikost 19 620 N. Do míst, kde jsou navařeny válečky pro kladky jsem umístil vazby, které odebíraly posuv ve směru sil od břemene a také posuv do boku.

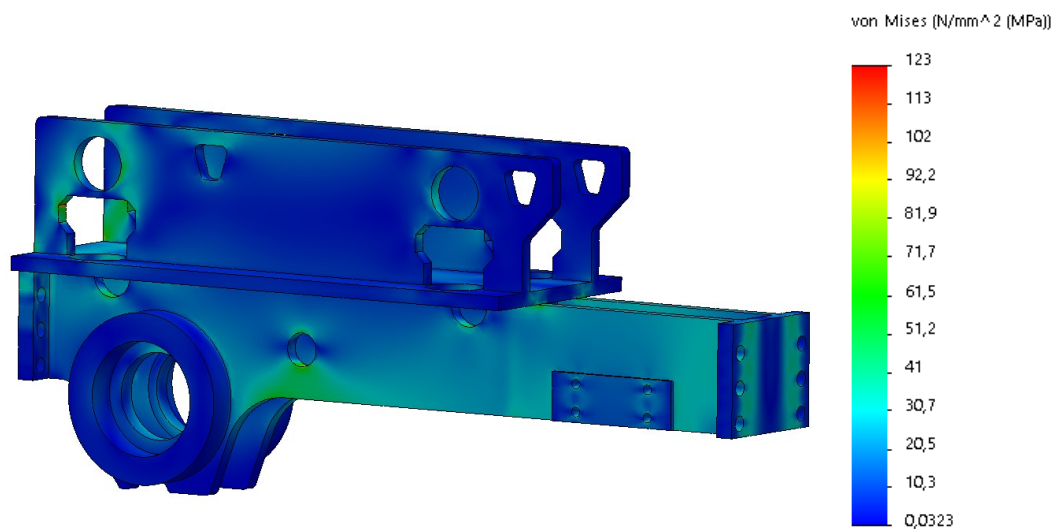


Obr. 35 Síť a umístění vazeb

Jak je vidět z výsledků simulace, napětí je nejvyšší v místech vybrání pro vodící kladky. Je to způsobeno především tím, že jsou dvojice kladek nesterjně zatížené. Napětí 123 MPa je přijatelné, protože rám je svařen z výpalků z materiálu 11 523.1. Tato ocel má mez kluzu 275 MPa. Proto má nejvíce namáhané místo více než dvojnásobnou bezpečnost.

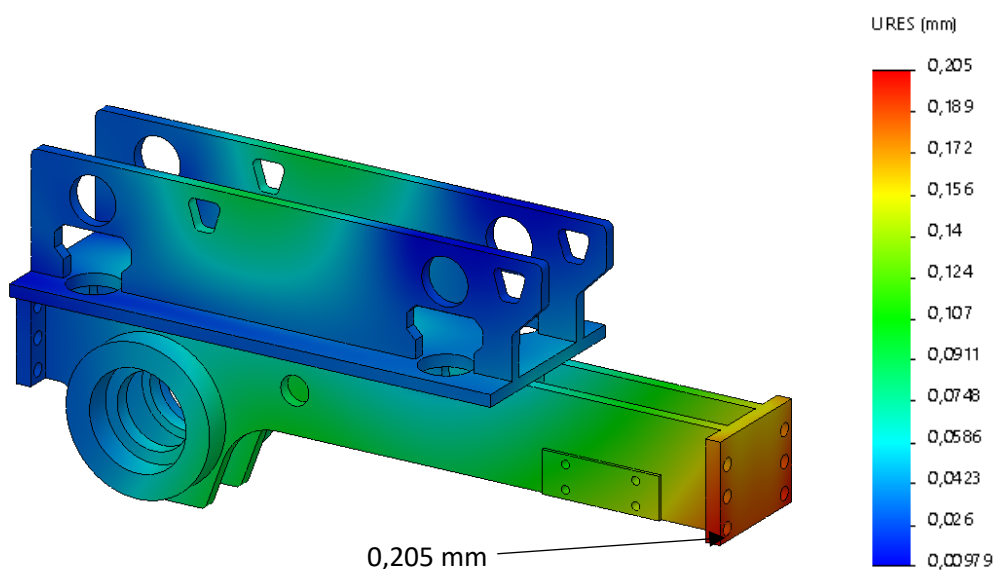


Obr. 36 Nejvíce namáhané místo



**Obr. 37** Napětí na celém rámu

Důležitým faktorem při vyhodnocování MKP simulací je také posouzení deformace součástí. Na obrázku č. 38 uvádím výslednou deformaci rámu. Maximální hodnota dosáhla 0,205 mm. Domnívám se, že deformace 0,205 mm je stále přijatelná, protože nijak neovlivňuje funkčnost zařízení.



**Obr. 38** Výsledná deformace rámu

### MKP analýza pomocného rámu

Jak jsem již popsal dříve pomocný rám slouží k upevnění motorů a také jsou na něm přivařena oka k zavěšení břemen. Tento rám jsem navrhoval tak, že jsem hledal ideální místo pro přivaření ok. Situaci při zavěšení břemene dokumentuje obrázek č. 39. Postupně jsem měnil úhel až jsem dospěl k závěru, že zavěšení břemene bude možné pouze od 50 do 90 stupňů.

$$F_{g2} = \frac{m_b \cdot g}{2} = \frac{4000 \cdot 9,81}{2} = 19\,620\,N \quad (59)$$

$$F_r = \frac{F_{g2}}{\sin \gamma} = \frac{19\,620}{\sin 50} = 25\,612\,N \quad (60)$$

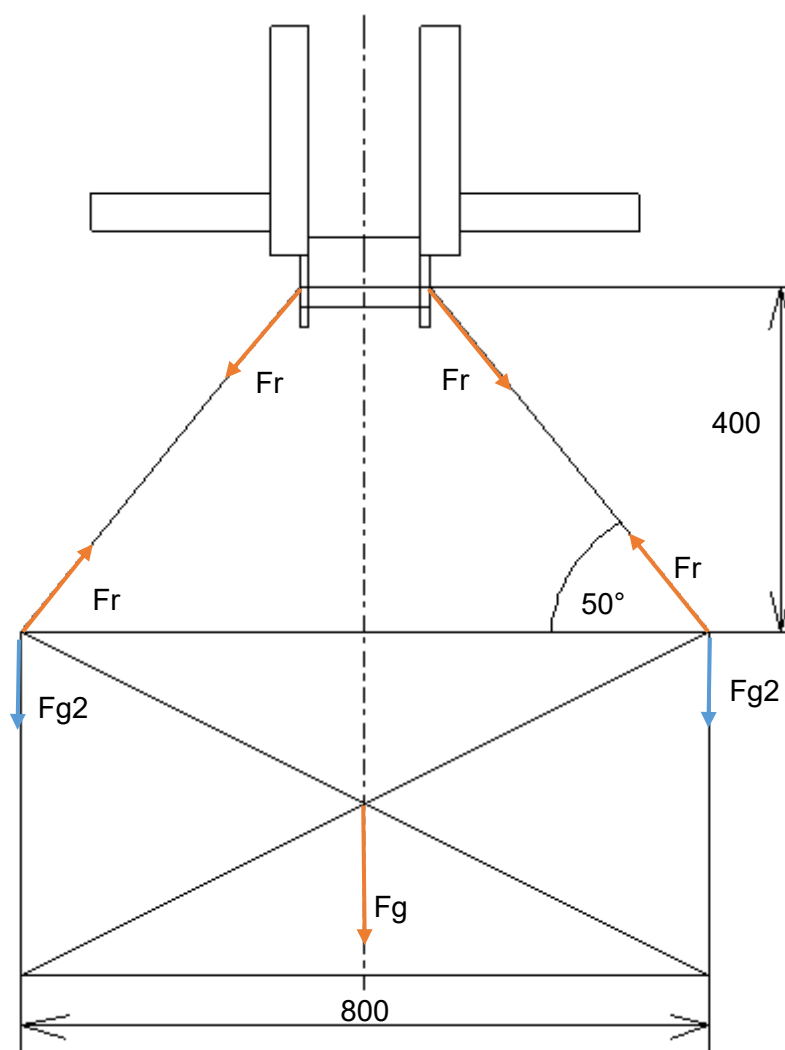
Pro zadání síly v simulaci musím zjistit složku síly  $F_r$  kolmou k ose. Tato síla působí ohyb oka.

$$F_{rx} = F_r \cdot \cos \gamma = 25\,612 \cdot \cos 50 = 16\,463\,N \quad (61)$$

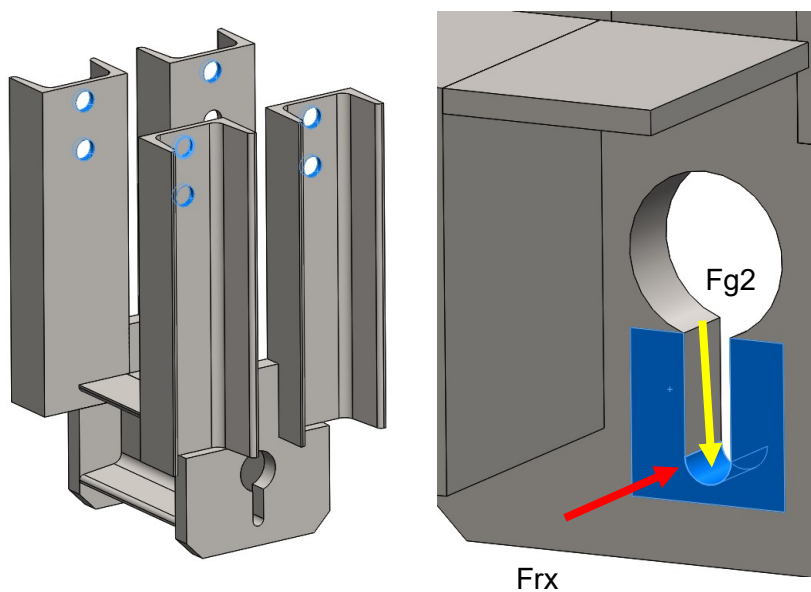
Kde:	$F_{g2}$ ...Poloviční tíhová síla	[N]
	$m_b$ ... hmotnost břemene	[kg]
	$g$ ...gravitační zrychlení	[m.s <sup>-2</sup> ]
	$F_r$ ... síla v řetězu	[N]
	$\gamma$ ...úhel sklonu řetězu	[°]
	$F_{rx}$ ... síla v řetězu rozložená do směru kolmého k plechu	[N]

V simulaci jsem postupoval tak, že jsem umístil pevné podpory do míst šroubových spojů. Tento způsob zavazbení představuje jisté zjednodušení situace, nicméně zkoumanou částí je hlavně plech s okem. Dalším zjednodušením bylo to, že jsem potlačil nosníky na připevnění motorů, protože ty v dané situaci nemají nosný charakter a pouze by komplikovaly simulaci. Zatížení jsem provedl tak, že jsem svislou složku síly  $F_r$  tedy sílu  $F_{g2}$  umístil na spodní plochu oka. Pro umístění síly  $F_{rx}$  jsem vytvořil plošku, která nahrazuje plochu, na kterou by působilo oko řetězu.



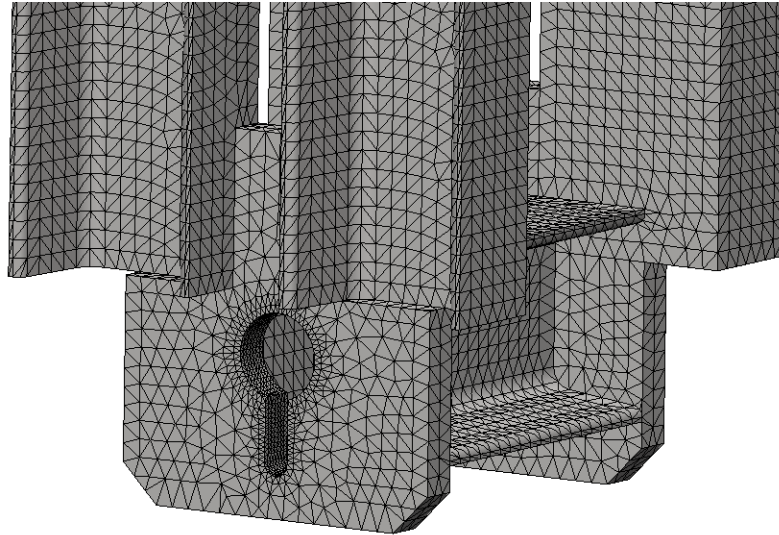


Obr. 39 Rozložení sil při zavěšení břemene



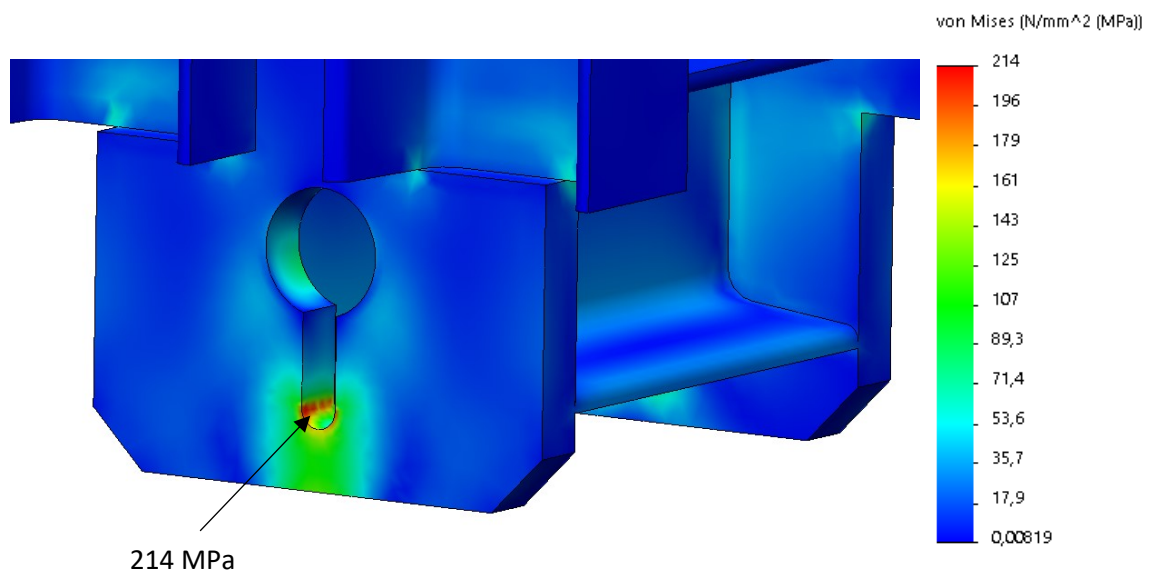
Obr. 40 Umístění vazeb a sil v pomocném rámu

Vysíťování jsem nechal vygenerovat automaticky. Nicméně poté jsem upravil síť tak, že jsem změnil nastavení na průměrnou velikost prvku 7 mm. V místě oka zavěšení jsem nechal zjemnit síť. Zde jsem volil zjemnění na 2 mm.



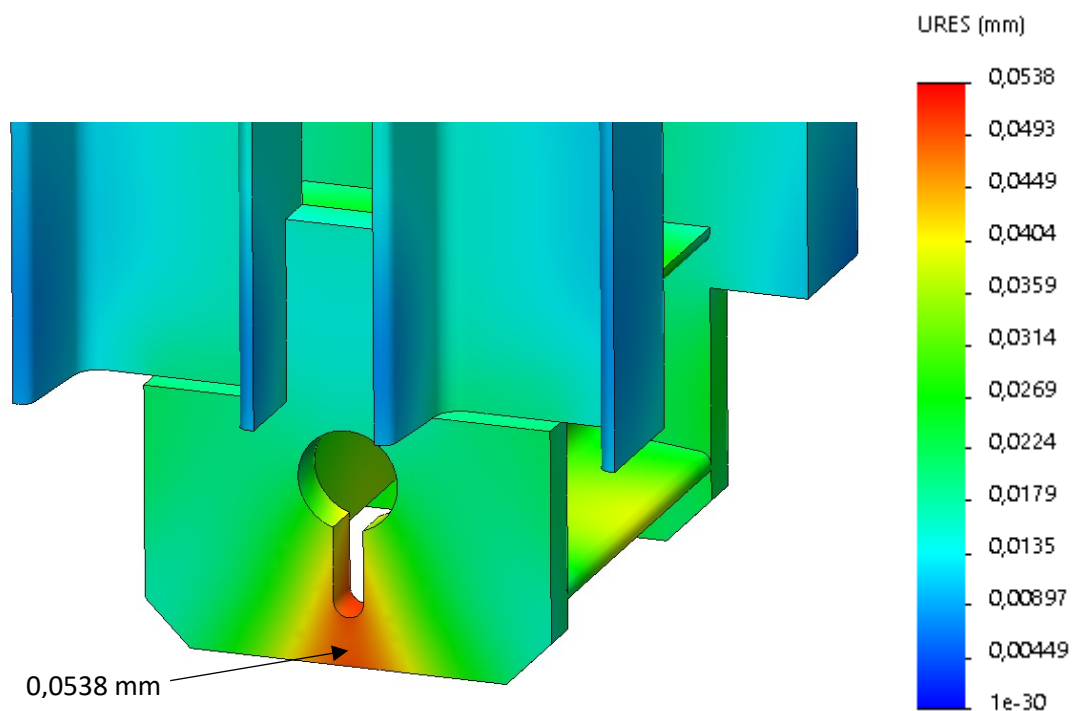
**Obr. 41** Síť pomocného rámu

Výsledkem simulace bylo napětí 214 MPa. To je hodně, a proto volím materiál této pomocné konstrukce ocel 11 523.1. Tato ocel má mez kluzu 333 MPa.



**Obr. 42** Maximální napětí na pomocném rámu

Rád bych ještě poukázal na deformaci pomocného rámu. Největší deformace pomocného rámu je 0,0538 mm. To je malá hodnota. I kdyby byla větší tak by to nemělo vliv na funkčnost pomocného rámu.



**Obr. 43 Výsledná deformace pomocného rámu**

V této kapitole jsem vytvořil 2 simulace důležitých částí stroje. Obě simulace odhalily kritická místa, která však svými napětími nepřevyšovaly meze kluzu. Také výsledné analýzy deformací ukázaly, že se ty části nezdeformují natolik aby to mělo vliv na jejich funkčnost.

## 9 Závěr

Cílem práce bylo navrhnout zvedací zařízení pro zvedání 4 tun o rychlosti 2,5 až 3 m.min<sup>-1</sup> pro aplikaci v důlním prostředí s použitím nevýbušných motorů. Práce probíhala ve spolupráci s firmou Ferrit s.r.o. Důležitým požadavkem bylo, aby zařízení v šířce nepřesáhlo 400 mm od osy profilu závěsné dráhy.

V teoretické části jsem nejprve popsal trakční prostředky, které slouží k dopravě závěsných zařízení a závěsná zařízení, která jsou jejich příslušenstvím. Dále jsem popsal druhy zvedacích zařízení. Krátce jsem také zmínil normy, ke kterým je potřeba přihlížet při konstrukci zařízení pro důlní prostředí. Výsledkem prozkoumání teorie bylo vytvoření několika variant řešení. Vybral jsem variantu se 2 nevýbušnými motory o výkonu 2x1,1 kW. Zařízení jsem navrhl se 2 kuželovými převodovkami, které mají převodový poměr potřebný ke splnění daného požadavku na rychlost zvedání. Výsledná rychlost zvedání je 2,52 m.min<sup>-1</sup>. Použil jsem 2 nevýbušné brzdy a také kluzné spojky, které zabrání přetížení zařízení. Provedení kladkostroje jsem volil kladkostroj se 2 kladkami. Bylo to z důvodu menšího namáhání řetězového kola. Důležité konstrukční uzly zvedacího zařízení jsem zkontroloval pomocí výpočtů. Některé konstrukční uzly měly bezpečnost stanovenou v normě. To byl například čep zavěšení. Důležité a složité části jsem kontroloval pomocí MKP simulace. Na závěr jsem vytvořil výrobní dokumentaci dle rozsahu definovanou vedoucím práce. Výrobní dokumentaci uvádím v příloze.

Při konstrukci zařízení jsem se snažil nejen dodržovat body uvedené v zadání, ale také dodržet platné normy pro důlní prostředí. To zahrnovalo volbu elektrických komponent s příslušnými certifikáty. Také jsem se vyvaroval použití hliníkových dílů. Zkontroloval jsem také zda zařízení bude schopno projet závěsnou dráhou. Lehce jsem se zmínil o možném elektro zapojení zvedacího zařízení. Návrh elektroinstalace nebyl součástí práce, nicméně pokusil jsem se konstrukčně řešit podpěry pro vedení kabelů. Z celého seznamu požadavků se mi nepodařilo splnit bod požadované teploty okolí. Horní teplotu +45°C nesplňují zvolené motory. Tento bod je dán zadavatelem práce tedy firmou Ferrit s.r.o., a proto bude muset být konzultován s ním.

Jak jsem popsal v teoretické části, elektrická zvedací zařízení se jako příslušenství lokomotiv zatím nevyskytují. Z tohoto hlediska byl projekt velmi zajímavý. Pro nasazení v praxi by se ale musel vyvinout měnič certifikovaný pro důlní prostředí.

## 10 Seznam použité literatury

- [1] PAVLIŠKA, Jiří a Leopold HRABOVSKÝ. Dopravní a manipulační zařízení IV. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0537-5.
- [2] JANČA, Jiří a Zdeněk SOBOL. Důlní doprava. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1973.
- [3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 2. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [4] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části pohonů strojů. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [5] MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. Výpočty a konstrukce strojních dílů. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1.
- [6] Ferrit global mining solutions [online]. Staré Město, 2015 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <http://ferrit.cz/>
- [7] KHSW Hák se spojovacím čepem. Pewag [online]. Vamberk [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <https://www.pewag.cz/shop/p145-16284.html>
- [8] Katalog řetězů RUD [online]. [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: [https://www.rud.com/fileadmin/user\\_upload/Prosp\\_Hebezeugketten\\_low.pdf](https://www.rud.com/fileadmin/user_upload/Prosp_Hebezeugketten_low.pdf)
- [9] Nevýbušné trojfázové asynchronní motory nakrátko Siemens Řady AOM, AVM a AKM: K13 [online]. 2017 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: [https://www.elektromotory.com/upload/file/katalog\\_aom.pdf](https://www.elektromotory.com/upload/file/katalog_aom.pdf)
- [10] Katalog nevýbušných brzd VIS brakes [online]. 2018 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <https://www.visbrakes.com/index.php? r=2512&cat=2>
- [11] Katalog ložisek ZKL: 6016-2Z [online]. 2012 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/srbbss/6016z>
- [12] ČSN EN 1127-2: Výbušná prostředí - Prevence a ochrana proti výbuchu - Část 2: Základní koncepce a metodika pro doly.
- [13] Vyhláška č. 22/1989 Sb.: Vyhláška Českého báňského úřadu o bezpečnosti a ochraně zdraví při práci a bezpečnosti provozu při hornické činnosti a při činnosti prováděné hornickým způsobem v podzemí.
- [14] Nařízení vlády č. 116/2016 Sb.: Nařízení vlády o posuzování shody zařízení a ochranných systémů určených k použití v prostředí s nebezpečím výbuchu při jejich dodávání na trh.
- [15] Směrnice 2014/34/EU: Směrnice evropského parlamentu a rady o harmonizaci právních předpisů členských států týkajících se zařízení a ochranných systémů určených k použití v prostředí s nebezpečím výbuchu.

- [16] ČSN ISO 4301-1: Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace. Část 1: Všeobecně.
- [17] ČSN EN 14492-2: Jeřáby – Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem – Část 2: Kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem.
- [18] ČSN EN 60079-1: Výbušné atmosféry - Část 1: Ochrana zařízení pevným závěrem "d".
- [19] Katalog kabelů [online]. [cit. 2020-05-11]. Dostupné z:  
[https://www.helukabel.com/cz/vyroby/topflex-motor-emv-1-1-4g1-5-mm-  
oran%C5%BEovy-opc-SOL\\_78377.html](https://www.helukabel.com/cz/vyroby/topflex-motor-emv-1-1-4g1-5-mm-<br/>oran%C5%BEovy-opc-SOL_78377.html)
- [20] Katalog převodovek Simogear [online]. [cit. 2020-05-11]. Dostupné z:  
[https://cache.industry.siemens.com/dl/files/830/109746830/att\\_983097/v1/SIMOG  
E-AR-MD50-11-EN\\_2018.pdf](https://cache.industry.siemens.com/dl/files/830/109746830/att_983097/v1/SIMOG<br/>E-AR-MD50-11-EN_2018.pdf)
- [21] Brzdový vozík BT30F. Ferrit s.r.o, 2018, katalog
- [22] Důlní lokomotiva závěsná akumulátorová, Ferrit s.r.o., 2019, katalog
- [23] Transportní zařízení hydraulické TZh40F, Ferrit s.r.o, 2013, katalog
- [24] Transportní zařízení NZH2/4, Ferrit s.r.o, 2018, katalog
- [25] Důlní lokomotiva závěsná DLZ210F, Ferrit s.r.o., 2019, katalog
- [26] Nosný vozík NV5, Ferrit s.r.o., katalog
- [27] Pelloby crane parts [online]. [cit. 2020-05-12]. Dostupné z:  
<https://www.pelloby.com/crane-service/crane-spare-parts/>
- [28] Manipulační kočka MK16 [online]. [cit. 2020-05-12]. Dostupné z:  
<http://www.pdprofi.cz/produkt/mani/mk16.php>
- [29] Řehtačkový zvedák [online]. [cit. 2020-05-12]. Dostupné z:  
[https://www.zvedam.cz/Rehtackovy-zvedak-LRZ3000-nosnost-3000-kg-zdvih-1-5-m-  
d228.htm](https://www.zvedam.cz/Rehtackovy-zvedak-LRZ3000-nosnost-3000-kg-zdvih-1-5-m-<br/>d228.htm)
- [30] Pneumatický kladkostroj [online]. [cit. 2020-05-12]. Dostupné z:  
<https://www.conductix.us/en/products/endo-air-hoists>

**Poděkování:**

Rád bych poděkoval panu Ing. Miroslavu Budačovi z konstrukce firmy Ferrit s.r.o. za jeho cenné rady a připomínky. Děkuji také panu Ing. Drahoslavu Ďuricovi za poskytnutí tématu práce. Vážím si toho, že jsem mohl zpracovat diplomovou práci na téma z firmy Ferrit. Rád bych také poděkoval panu Ing. Tomáši Kubínovi za rady při vypracování práce. Děkuji také za podporu mé rodiny a mojí přítelkyně během celé doby mého studia.

## 11 Seznam příloh

- A. parametry ložiska ZKL 6016-2Z
- B. Parametry motoru
- C. Parametry převodovky a spojky
- D. Parametry řetězu
- E. Parametry brzdy
- F. Parametry kabelu topflex motor emv 1/1
- G. Parametry háku

### Výkresová dokumentace

- REN0014-000 Zvedací zařízení – hlavní sestava
- REN0014-900 Kladkostroj – podsestava
- REN0014-100 Rám – obrobek
- REN0014-100-1 Rám – Svařenec
- REN0014-101 Horní deska
- REN0014-102 Bočnice
- REN0014-103 Závěs
- REN0014-500 Kladnice – podsestava
- REN0014-501 Bočnice A
- REN0014-502 Bočnice B
- REN0014-503 Čep kladnice
- REN0014-504 Kolo kladnice
- REN0014-505 Spojovací článek
- REN0014-506 Příloška